1. TEMA DE PROIECTARE

***Să se proiecteze un SISTEM MECANIC CU ŞURUBURI DE MIŞCARE* pentru ridicarea unei sarcini axiale F, cu acţionare manuală cu clichet vertical, ce realizează o cursă H, cu raportul K între înălţimile maximă şi minimă.**

1.1. Variante constructive:

- Cric simplu cu şurub
- ***Cric*** cu şurub telescopic / ***cu dublă acţiune***
- Cric cu şurub şi pîrghii
- Cric cu piuliţă rotitoare
- Presă cu şurub
- Menghină cu şurub

1.2. Caracteristici tehnice (date iniţiale de proiectare):

- ***Sarcina de ridicat*** $F =$ **[kN]**
- ***Cursa de ridicare*** $H =$ **[mm]**
- ***Raport între înălţimi*** $K = H_{\max} / H_{\min}$

2. MEMORIU DE PREZENTARE

Se întocmeşte la final, după realizarea calculelor de proiectare şi a desenelor (de execuţie şi ansamblu) şi trebuie să conţină:

- schema constructivă;
- modul de funcţionare;
- compararea cu alte soluţii similare din punct de vedere constructiv, funcţional, tehnologic, de exploatare, preţ de cost, etc.;
- justificarea soluţiei adoptate (avantaje, dezavantaje);
- materiale utilizate;
- precizia de execuţie;
- indicaţii de montaj, transport, exploatare, întreţinere;
- prescripţii NTSM.

2.1. Generalităţi

Transmisia şurub-piuliţă reprezintă o cuplă tribologică filetată (elicoidală) cu mişcare de alunecare între spire, fiind utilizată la transformarea mişcării de rotaţie în translaţie şi transmiterea sarcinilor.

În construcţia de maşini, acest sistem mecanic este frecvent întâlnit datorită următoarelor *avantaje*:

- posibilitatea transmiterii sarcinilor mari (10^3 – 10^4 N);
- asigurarea condiţiei de autofrânare;
- funcţionare silenţioasă;
- simplitatea construcţiei şi execuţiei;
- gabarit redus (compactitate);
- preţ de cost scăzut.

Sistemele mecanice cu şurub de mişcare se utilizează în mai multe *variante constructive*:

1. piuliţă fixă – şurub cu mişcare de rotaţie şi translaţie **sRT**
   Exemple: *cricuri, prese cu şurub*
2. şurub fix – piuliţă cu mişcare de rotaţie şi translaţie **pRT**
   Exemple: *chei speciale de strângere*
3. şurub cu mişcare de rotaţie – piuliţă de translaţie **sR-pT**
   Exemple: *cricuri cu pârghii, mecanismele de avans ale maşinilor unelte, menghine*
4. piuliţă de rotaţie – şurub de translaţie **pR – sT**
   Exemple: *cric cu piuliţă rotitoare*.

Formele constructive enumerate anterior depind atât de modul de ridicare a sarcinii cât şi de modul de acţionare a acestora.

Principalul *dezavantaj* al cuplei elicoidale cu alunecare între spire este randamentul scăzut (0,2 – 0,3), ceea ce justifică utilizarea acesteia mai ales la acţionarea manuală.

2.2. Schema constructivă şi modul de funcţionare

Variantele constructive de cric cu şuruburi (telescopic şi cu dublă acţiune) au în componenţă ***două cuple elicoidale şurub-piuliţă*** şi se utilizează în cazurile când înălţimea de ridicare impusă are valori mari.

- ***Cric cu şuruburi telescopic***

Cricul telescopic realizează înălţimea de ridicare doar în cupla elicoidală şurub secundar–piuliţă fixă, cea de a doua cuplă elicoidală şurub principal–şurub secundar fiind folosită numai pentru apropierea şurubului principal de sarcină (acest şurub este de reglaj).

- ***Cric cu dublă acţiune***

Această variantă constructivă se utilizează în cazurile când este necesară o ridicare rapidă, iar înălţimea şi sarcina de ridicare impuse au valori mari.

Elementele constructive pentru cele două variante de cricuri prezentate (identice din punct de vedere structural) sunt**:** *1* – piesă de reazem, *2* – şurub principal (I), *3* – sistem de acţionare (manivelă), *4* – şurub secundar (II), *5* – piuliţă fixă, *6* – suport (corp).

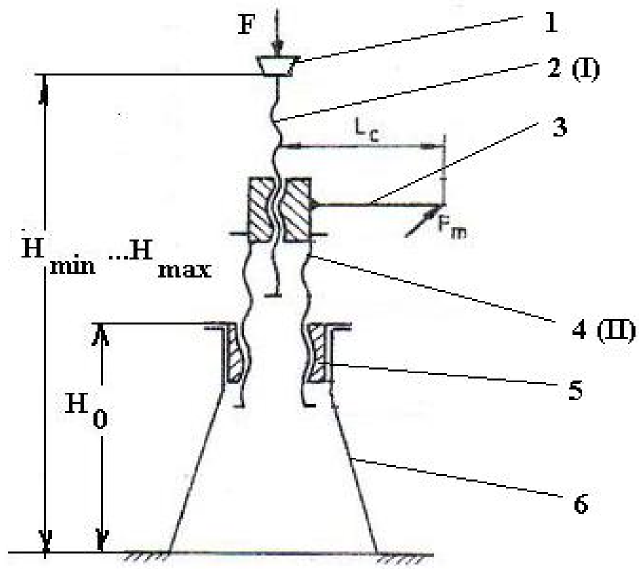


Fig. 1 – *Schema constructivă pentru cricul cu şuruburi cu dublă acţiune*

Particularităţi constructive:

a) ***Cricul cu şurub telescopic*:**

- piesa de rezem *1* şi capul şurubului principal *2* formează o cuplă cu frecare axială de alunecare sau cu rostogolire (cu rulment axial)**;**

- cursa de ridicare *H* este realizată în totalitate de şurubul secundar *4* (*II*), şurubul principal *2* (*I*) fiind utilizat numai pentru apropierea piesei de reazem *1* de sarcina de ridicat.

b) ***Cricul cu şuruburi cu dublă acţiune***:

- piesa de reazem *1* este solidarizată de capul şurubului principal *2* având aceleaşi mişcări cu acesta;

- cursa de ridicare este obţinută prin sumarea deplasării de translaţie pe cele două filete.

Datorită acestor diferenţe constructive, *modul de funcţionare* este puţin diferit, astfel:

- la ***cricul cu şurub telescopic*** – prin aplicarea unei forţe F_m asupra manivelei sistemului de acţionare *3*, solidar cu şurubul secundar *4*, acesta se va roti împreună cu şurubul principal *2*, cele două şuruburi I şi II fiind solidarizate în cupla elicoidală CE_I (dacă $M_{tI} > M_f$). Astfel apar mişcări relative între capul şurubului principal *2* şi piesa de reazem *1*, respectiv între şurubul secundar *4* şi piuliţa fixă *5*.

- la ***cricul cu şuruburi cu dublă acţiune*** – prin aplicarea unei forţe F_m asupra manivelei sistemului de acţionare *3*, ataşat şurubului secundar *4*, acesta se va roti împreună cu piuliţa şurubului principal *2,* cu care face corp comun, rezultând o mişcare de translaţie pe verticală pentru şurubul principal *2* şi piesa de reazem *1* cu care este solidarizat. În acest fel apar mişcări relative şi momente de torsiune în cele două cuple elicoidale:

- CE_I - M_{tI} între spirele filetelor şurubului principal *2* şi piuliţei din şurubul secundar *4* ;

- CE_{II} - M_{tII} între spirele filetelor şurubului secundar *4* şi piuliţei fixe *5*.

2.3. Stabilirea încărcărilor elementelor constructive

Pe baza modului de funcţionare, se pot stabili sarcinile care încarcă elementele componente (figura 2).

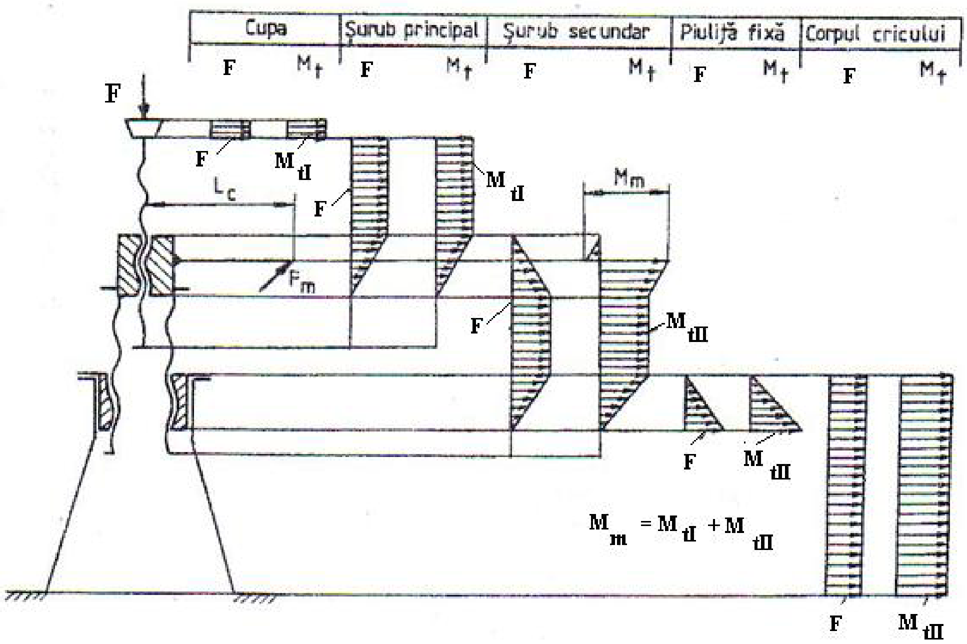


Fig. 2 – *Încărcarea elementelor cricului cu dublă acţiune*

La aceste două variante constructive de cricuri, sistemul de acţionare trebuie să asigure un *moment motor* determinat cu relaţia:

$$M_m = F_m \cdot L_c \tag{2.1}$$

în care: F_m – forţa dezvoltată la manivelă (de utilizator), L_c – lungimea manivelei (cu valori recomandate de proiectant).

Pentru calculul momentului motor se ţine seama de momentele rezistente:

- la cricul cu şurub telescopic: $$M_m = M_f + M_{tII} \tag{2.2}$$

- la cricul cu dublă acţiune: $$M_m = M_{tI} + M_{tII} \tag{2.3}$$

2.4. Alegerea tipului de profil pentru filetele de mişcare

Cupla elicoidală şurub–piuliţă este definită de **filetul** realizat pe suprafaţa exterioară a piesei cuprinse (şurubul) şi pe suprafaţa interioară a piesei cuprinzătoare (piuliţa). În construcţia de maşini acest tip de cuplă tribologică este folosit pentru:

- realizarea asamblărilor (filete de fixare);
- transformarea mişcării de rotaţie în translaţie (filete de mişcare);
- măsurarea elementelor liniare (filete de măsurare din componenţa instrumentelor de măsurare);
- reglarea poziţiei relative (filete de reglare).

Filetele de mişcare se generează numai pe suprafeţe cilindrice în sistemul de măsurare metric. *Clasificare*a acestor tipuri constructive de filete se face după mai multe *criterii* cum sunt: forma profilului generator, mărimea pasului, numărul de începuturi, sensul de înfăşurare a spirei. Pentru funcţia de mişcare se utilizează filetele cu profil pătrat, trapezoidal, fierăstrău şi rotund, iar pentru îmbunătăţirea randamantului cuplei se pot realiza filete cu mai multe începuturi.

Alegerea profilului filetului se face după mai multe *criterii*:

- caracterul sarcinii transmise (statică, variabilă);
- mărimea încărcării preluată de cupla filetată
- sensul de transmitere a încărcării (unul sau ambele);
- condiţiile de funcţionare (şocuri);
- randament.

Pe baza analizei avantajelor şi dezavantajelor realizate de cele trei tipuri constructive de filete pentru şuruburile de mişcare este recomandat ***filetul cu profil trapezoidal*** cu *elemente*le *geometrice* definite în **STAS 2114/1,2,3-75** (figura 3).

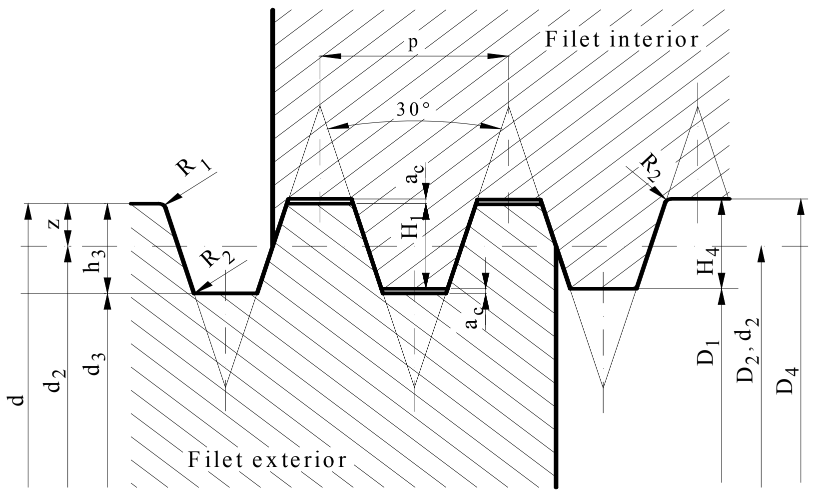


Fig. 3 – *Geometria filetului cu profil trapezoidal*

Avantajele acestui tip de filet sunt: rezistenţă şi rigiditate mai mare, asigură o centrare mai bună între şurub şi piuliţă, elimină jocul axial creat în urma uzării flancurilor. *Dezavantajul* este randamantul mai mic decît la filetul cu profil pătrat. Se recomandă la transmiterea sarcinilor mari şi care acţionează în ambele sensuri.

2.5. Stabilirea materialelor pentru elementele constructive

Alegerea materialelor pentru elementele constructive ale cuplei elicoidale trebuie să răspundă condiţiilor generale impuse transmisiilor mecanice şi anume: rezistenţă, randament ridicat, fiabilitate şi durabilitate.

Şuruburile de mişcare se execută din ***oţel de uz general pentru construcţii*** (**Tabelul 1.21**) pentru cazul acţionării manuale, respectiv ***oţeluri carbon de calitate*** tratate termic (**Tabelul 1.22**) la acţionarea mecanică.

Piuliţa fixă se execută în general din ***materiale antifricţiune*** (pentru diminuarea frecării şi uzării în timpul funcţionării). Pentru piuliţele fixe (la cricurile telescopice, cu dublă acţiune, prese) se folosesc ***fonte cenuşii*** (**Tabelul 1.25**) sau ***aliaje de tip Cu-Sn*** (**Tabelul 1.26**). Când piuliţele au forme speciale (cu bolţuri – la cricurile cu pârghii, piuliţa este corp comun cu roata de clichet – la cricul cu piuliţă rotitoare) se recomandă ***oţelurile de uz general pentru construcţii*** (**Tabelul 1.21**) sau ***oţelurile carbon de calitate*** (**Tabelul 1.22**).

Suportul (corpul) cricului se execută fie **în construcţie turnată**, materialele recomandate fiind ***oţelurile turnate*** (Tabelul 1.23) sau ***fontele cenuşii*** (**Tabelul 1.25**), fie **în construcţie sudată** din ***oţeluri de uz general pentru construcţii*** (**Tabelul 1.21**). Alegerea variantei constructive (turnată sau sudată) se face în funcţie de seria de fabricaţie.

Piesa de reazem (cupa) care susţine sarcina axială ce trebuie ridicată se execută **în construcţie turnată** din ***oţel turnat*** (**Tabelul 1.23**) sau din ***fontă cenuşie*** (**Tabelul 1.25**) sau se obţine **prin prelucrări mecanice** din ***oţel de uz general pentru construcţii*** (**Tabelul 1.21**).

Clichetul (orizontal sau vertical) se execută din ***tablă din oţel*** prin prelucrări mecanice.

Manivela se execută **în construcţie turnată**, cu prelucrări mecanice ulterioare, din ***oţel turnat*** (**Tabelul 1.23**) sau din ***fontă cenuşie*** (**Tabelul 1.25**) sau **în construcţie sudată** pentru care se recomandă ***oţel de uz general pentru construcţii*** (**Tabelul 1.21**).

Pentru calculul organologic al elementelor constructive din componenţa sistemelor mecanice de ridicat se utilizează caracteristicile mecanice ale materialelor indicate în anexele menţionate anterior.

3. MEMORIU JUSTIFICATIV DE CALCUL

Acesta cuprinde ***calcule de rezistenţă*** (dimensionare şi verificare) pentru fiecare organ de maşină din componenţa sistemului mecanic proiectat – pe baza solicitărilor rezultate din analiza schemelor de încărcare – şi ***stabilirea formei constructive a ansamblului***.

3.1. Proiectarea şurubului principal

3.1.1. Alegerea materialului

Deoarece şurubul principal este solicitat la compresiune şi funcţionează în condiţii de mediu cu impurităţi (praf), se recomandă utilizarea următoarelor matreiale: *oţel carbon de uz general* ***OL 37, OL 42, OL 50*** (STAS 500-80) sau *oţel carbon de calitate* ***OLC 45*** (STAS 880-80). Acestea au caracteristici mecanice corespunzătoare funcţionării cuplei elicoidale, au prelucrabiliate bună şi sunt ieftine (**Tabelul 1.21**, **Tabelul 1.22**).

3.1.2. Predimensionarea

Determinarea diametrului minim (interior) al filetului trapezoidal d_3 pentru şurubul principal se face din condiţia de stabilitate la flambaj cu un coeficient de siguranţă admisibil c_a adoptat.

Folosind pentru proiectare metoda coeficientului de siguranţă, se defineşte *coeficientul de siguranţă efectiv* la flambaj cu relaţia:

$$c_f = \frac{F_{cf}}{F} \geq c_{af} \tag{3.1}$$

în care: F_{cf} - forţa critică de flambaj; F – forţa efectivă (sarcina de ridicare).

Coeficientul admisibil la solicitarea de flambaj se adoptă în funcţie de poziţia de funcţionare a cuplei elicoidale: pentru şurub vertical se recomandă $c_{af} = \mathbf{3 ... 5}$.

Întrucât nu se poate aprecia de la început în ce domeniu de **flambaj** se va situa bara după dimensionare, se consideră că acesta are loc **în domeniu elastic**, *forţa critică de flambaj* fiind dată de relaţia lui Euler determinată cu metoda statică:

$$F_{cf} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_f^2} \tag{3.2}$$

în care: E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului şurubului;

I_{min} - momentul de inerţie axial al secţiunii transversale;

l_f - lungimea de flambaj.

Pentru *modulul lui Young* se adoptă valoarea cunoscută pentru oţel $E = \mathbf{2{,}1 \times 10^5}$ MPa.

Momentul de inerţie minim este dat de relaţia:

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad [\text{mm}^4] \tag{3.3}$$

pentru secţiunea circulară a şurubului principal cu diametrul minim.

Lungimea de flambaj l_f se stabileşte cu o relaţie de forma:

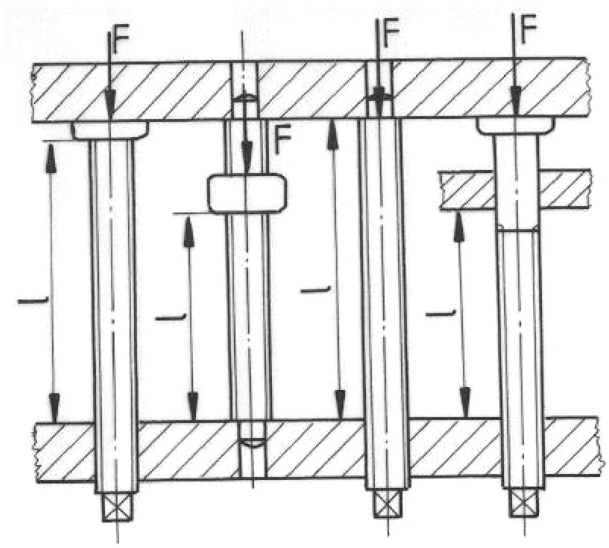
$$l_f = K_f \cdot l \tag{3.4}$$

unde: K_f – coeficient ales în funcţie de modul de rezemare a şurubului;

l – lungimea efectivă.

Considerând ansamblul format din cele două şuruburi (principal şi secundar) ca o grindă dreaptă, pot exista cele patru ***cazuri de rezemare*** stabilite de Rezistenţa materialelor ca în figura 4:

I – bară încastrată la un capăt şi liberă la celălalt $K_f = 2$;
II – bară articulată la ambele capete $K_f = 1$;
III – bară încastrată la un capăt şi articulată la celălalt $K_f = 0,7$;
IV – bară încastrată a ambele capete $K_f = 0,5$.



I II III IV

Fig. 4 – *Tipuri de rezemare a şuruburilor de mişcare*

***Particularizări*:**

- **cazul I** – ***cric cu şuruburi cu dublă acţiune***;
- **cazul II** – cric cu şurub şi pârghii cu o piuliţă;
- **cazul III** – cric simplu, cric cu şuruburi telescopic;
- **cazul IV** – cric cu şurub şi pârghii cu două piuliţe, cric cu piuliţă rotitoare, presă cu şurub pentru extragerea inelelor de rulmenţi.

Lungimea efectivă a şuruburilor în cazul cel mai defavorabil - când realizează înălţimea maximă (vezi figura 1):

$$l = H_{max} - H_0 \tag{3.5}$$

se determină în funcţie de relaţiile care se pot scrie între lungimea cursei şi înălţimile de ridicare realizate de ansamblul cricului.

Cursa de lucru este definită ca distanţa între cele două poziţii extreme ale ansamblului (coborât, ridicat) dată de:

$$H = H_{max} - H_{min} \tag{3.6}$$

Între înălţimile de ridicare se impun următoarele relaţii:

$$H_{max} = K \cdot H_{min} \tag{3.7}$$

în care se alege valoarea pentru coeficientul ***K = 1,75 ... 1,8***;

$$H_{min} = H_0 + HA \tag{3.8}$$

unde: ***HA = 50 ... 65*** mm.

Având cursa de lucru H ca dată iniţială, alegând valorile pentru coeficientul K şi cota HA pentru montarea, pe şurubul secundar, a elementelor care participă la acţionarea sistemului de ridicare, se determină, în ordine înălţimile:

$$H_{\min} = \frac{H}{K-1} \tag{3.9}$$

$$H_{\max} = \frac{K}{K-1} \cdot H \tag{3.10}$$

$$H_0 = H_{\min} - HA \tag{3.11}$$

lungimile efectivă l şi de flambaj l_f cu relaţiile (3.5), respectiv (3.4).

Înlocuind relaţiile (3.2) şi (3.3) în inegalitatea (3.1) se deduce:

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot c_{af} \cdot F \cdot l_f^2}{\pi^3 \cdot E}} \quad [\text{mm}] \tag{3.12}$$

Valoarea calculată a diametrului minim necesar pentu şurubul principal se rotunjeşte la o ***valoare superioară***, notată d_{3I} ***standardizată***, corespunzătoare tipului de profil de filet adoptat (pentru filet trapezoidal din **Tabelul 2.3**).

Verificarea corectitudinii utilizării relaţiei lui Euler (determinarea domeniului în care are loc flambajul şurubului principal) se face determinând *coeficientul de svelteţe*:

$$\lambda = \frac{l_f}{i_{\min}} \tag{3.13}$$

unde: $i_{\min}$ – raza de giraţie minimă a secţiunii transversale este dată de:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_{\min}}} \quad [\text{mm}] \tag{3.14}$$

cu $I_{\min}$ şi $A_{\min}$ calculate funcţie de diametrul d_{3I} ales anterior cu relaţiile:

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{3I}^4}{64} \tag{3.15}$$

$$A_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{3I}^2}{4} \tag{3.16}$$

Funcţie de valoarea calculată a coeficientului de svelteţe se pot evidenţia patru situaţii diferite astfel:

- $\lambda \geq \lambda_0$ – *flambaj*ul este *elastic* (bara flambează înainte ca legea lui Hooke să-şi piardă valabilitatea), iar pentru calculul stabilităţii la flambaj se aplică relaţia lui Euler, deci predimensionarea anterioară este corectă: d_3 calculat cu relaţia (3.12).

- $60 \leq \lambda < \lambda_0$ – apare *flambaj*ul *plastic* (bara îşi pierde stabilitatea numai după ce tensiunea de compresiune depăşeşte limita de proporţionalitate a materialului) şi relaţia lui Euler nu mai poate fi utilizată. În calcule se aplică relaţia experimentală stabilită de L. Tetmajer şi F. Yasinski care permite determinarea tensiunii critice de flambaj în funcţie de coeficientul de svelteţe λ al barei de forma:

$$\sigma_{cf} = a - b \cdot \lambda \qquad \sigma_{cf} = A - B \cdot \lambda + C \cdot \lambda^2 \tag{3.17}$$

unde: *a, b, A, B, C* – coeficienţi dependenţi de natura materialului (tabelul 3.1).

Tabelul 3.1

Material	λ_0	***Coeficienţi* [MPa]**		
		a = A	**b = B**	**C**
OL 37	105	310	1,14	0
OL 50	89	335	0,62	0
Oţel cu 5% Ni	86	461	2,26	0
Fontă	80	763	11,8	0,052

Condiţia de verificat este de forma:

$$F \le F_{af(p)} = \sigma_{af(p)} \cdot A_{\min} = \sigma_{af(p)} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \tag{3.18}$$

în care: $\sigma_{af(p)}$ – tensiunea admisibilă la flambaj pentru domeniu plastic:

$$\sigma_{af(p)} = \frac{\sigma_{cf}}{c_{af}} \tag{3.19}$$

Din inegalitatea de mai sus rezultă ***dimensiunea minimă pentru diametrul interior al filetului şurubului principal***:

$$d_3 \ge \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{af(p)}}} \quad \text{[mm]} \tag{3.20}$$

care se rotunjeşte la valoarea standard d_{3I} din **Tabelul 2.3**.

- $20 \le \lambda < 60$ – se aplică *metoda coeficienţilor de flambaj*, tensiunea admisibilă de flambaj în domeniu plastic este dată de:

$$\sigma_{af(p)} = \varphi \cdot \sigma_{ac} \tag{3.21}$$

unde: φ – coeficient de flambaj, dependent de material şi valoarea coeficientului de svelteţe (tabelul 3.2);

σ_{ac} – tensiunea admisibilă de compresiune, calculată funcţie de tensiunea limită (de curgere sau rupere) şi un coeficient de siguranţă la compresiune *c* adoptat cu valori între ***1,5*** şi ***2***:

$$\sigma_{ac} = \frac{R_{p0,2}(R_m)}{c} \tag{3.22}$$

condiţia de verificat fiind similară cu (3.14) din care rezultă d_3 dat de relaţia (3.15) şi se adoptă d_{3I} din STAS.

- $\lambda < 20$ – dimensionarea se efectuează din *condiţia de rezistenţă la compresiune*:

$$F \le F_{ac} = \sigma_{ac} \cdot A_{\min} \tag{3.23}$$

din care rezultă relaţia de calcul a diametrului minim pentru şurubul principal de forma:

$$d_3 \ge \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{ac}}} \tag{3.24}$$

Tabelul 3.2

Material	λ	Coeficienţi de flambaj φ									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
OL 37	20	1,000	0,994	0,988	0,983	0,977	0,971	0,965	0,959	0,953	0,947
	30	0,942	0,938	0,932	0,925	0,920	0,915	0,909	0,904	0,899	0,892
	40	0,888	0,884	0,877	0,872	0,866	0,861	0,856	0,851	0,846	0,841
	50	0,836	0,832	0,825	0,820	0,815	0,811	0,805	0,800	0,795	0,790
	60	0,785	0,780	0,776	0,772	0,766	0,761	0,756	0,751	0,747	0,741
OL 50	20	1,000	0,992	0,985	0,978	0,971	0,964	0,958	0,950	0,941	0,938
	30	0,930	0,924	0,916	0,910	0,904	0,897	0,891	0,884	0,877	0,871
	40	0,865	0,857	0,851	0,846	0,840	0,832	0,826	0,820	0,815	0,809
	50	0,801	0,795	0,789	0,784	0,778	0,771	0,764	0,759	0,754	0,746
	60	0,740	0,735	0,729	0,721	0,716	0,710	0,704	0,698	0,691	0,685

După determinarea diametrului d_3 şi rotunjirea la valoarea superioară standardizată d_{3I} se aleg şi celelalte ***dimensiuni pentru filetul trapezoidal al şurubului principal şi piuliţei***: $d_I, p_I, d_{2I} = D_{2I}, D_{4I}, D_{1I}$ din **Tabelul 2.3**.

3.1.3. Verificarea autofrânării

La transmisiile şurub-piuliţă solicitate static, dacă unghiul de înfăşurare a elicei filetului este prea mare, există posibilitatea desfacerii piuliţei sub sarcină. De aceea este necesară verificarea autofrânării piuliţei pe filetul şurubului, care constă în ***stabilirea inegalităţii***:

$$\alpha_{2I} \le \rho_I^{'} \qquad (3.25)$$

în care: α_{2I} - unghiul mediu de înclinare a spirei filetului şurubului principal I; $\rho_I^{'}$ - unghiul aparent de frecare în filet.

Cele două unghiuri se determină cu relaţiile:

$$\alpha_{2I} = arctg\frac{p_I}{\pi \cdot d_{2I}} \quad [deg] \qquad (3.26)$$

respectiv:

$$\rho_I^{'} = arctg\left(\frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}}\right) \quad [deg] \qquad (3.27)$$

unde: μ – coeficientul de frecare uscată între spirele filetului şurubului şi piuliţei, care se adoptă cu valori între ***0,1...0,15*** când cele două elemente sunt din oţel;

β – unghiul de înclinare între flancuri: $\beta = 30^0$ la filetul trapezoidal.

Dacă nu este verificată condiţia de autofrânare (3.25) se propun măsuri pentru îndeplinirea acesteia (micşorea pasului filetului, creşterea dimensiunilor filetului).

3.1.4. Stabilirea dimensiunilor şurubului principal

- ***Forma constructivă*** – se alege în funcţie de rolul pe care îl îndeplineşte şurubul principal (deplasarea de translaţie faţă de şurubul secundar) şi elementele constructive cu care se asamblează (piesa de reazem, şurubul secundar) – rezultă din figura 5 pentru varianta constructivă de cric cu şurub cu dublă acţiune.

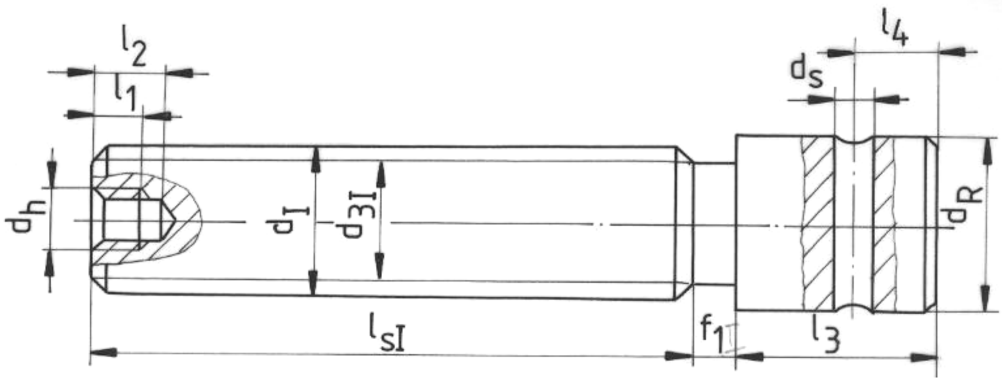


Fig. 5 – *Şurubul principal I pentru cric cu şuruburi cu dublă acţiune*

- ***Alegerea dimensiunilor*** – se corelează cu dimensiunile rezultate din calcul (d_I - diametrul exterior al filetului de mişcare, l_{SI} – lungimea filetată, dimensiunile piesei de reazem şi ale şurubului cu cep cilindric, respectiv ştiftului utilizate pentru împiedicarea deplasării axiale a acesteia faţă de şurubul principal) sau pe baza recomandărilor.

Diametrul capului şurubului principal pentru fixarea piesei de reazem:

$$d_R = d_I + (\mathbf{2 ... 5})\ \text{mm} \qquad [\text{mm}]$$

Degajarea pentru ieşirea filetului şi *raza de racordare* pentru filetul de mişcare cu profil trapezoidal se adoptă din **STAS 3508/5** funcţie de mărimea pasului:

$$f_1 = 2 \cdot p_I \qquad [\text{mm}]$$

respectiv *r* din **ANEXA A 2**.

Celelalte dimensiuni se aleg diferit în funcţie de varianta constructivă de cric:

- pentru ***cricul cu dublă acţiune***:

Lungimea tronsonului cilindric de asamblare cu piesa de reazem:

$$l_3 = 1{,}25 \cdot d_R \qquad [\text{mm}]$$

Lungimea tronsonului de capăt, respectiv *poziţia* găurii de fixare a ştiftului cilindric:

$$l_4 = \frac{l_3}{2} \qquad [\text{mm}]$$

Diametrul găurii transversale d_s pentru fixarea piesei de reazem cu ştift cilindric:

$$d_s = (0{,}15...0{,}25) \cdot d_R \quad [\text{mm}]$$

Valoarea calculată se rotunjeşte la o valoare standardizată pentru un ***ştift cilindric de fixare*** (**Tabelul 3.2.1**).

Observaţii:

- *Lungimea filetului de mişcare* l_{SI} se determină diferenţiat funcţie de varianta constructivă de cric, după proiectarea şurubului secundar:

- pentru *cricul cu dublă acţiune*: se calculează cu relaţia (3.43) în funcţie de H_I, înălţimea de ridicare realizată de şurubul principal I şi H_{PI} - lungimea (înălţimea) piuliţei şurubului I, executată în şurubul secundar II (cote stabilite pe baza pasului filetelor celor două şuruburi de mişcare).

- Toate **dimensiuni**le calculate se rotunjesc la **valori nominale** standardizate în STAS 75 (vezi **Tabelul 1.1**).
- Deoarece cursa realizată de şurubul principal trebuie limitată, se prevede, din proiectare, o soluţie de împiedicare a deplasării acestuia pe verticală care să nu determine ieşirea completă din piuliţa şurubului secundar (ex.: fixarea unei şaibe folosind un şurub cu cap hexagonal cu filet metric pe centrul suprafeţei frontale a capătului filetat).

Dimensiunile filetului de fixare se aleg constructiv funcţie de mărimea diametrului exterior al şurubului I:

- diametrul filetului: d_h = ***M 6; M 8; M 10***;
- lungimea găurii: l_2 = ***15 ... 20 mm***;
- lungimea filetului: l_1 = ***10 ... 15 mm***.

Pentru fixarea limitatorului de cursă a şurubului principal se utilizează un ***şurub cu cap hexagonal filetat până sub cap*** cu forma constructivă şi dimensiunile conform SR ISO 4017 (**Tabelul 3.2.2**).

3.1.5. Verificarea filetului la solicitare compusă

Schema de solicitare a şurubului principal rezultă din figura 2 în care este reprezentat ansamblul format de cele două şuruburi de mişcare, cu distribuţia încărcării.

Şurubul principal fiind solicitat la compresiune şi torsiune, se face verificarea la solicitare compusă pe baza calculului coeficientului de siguranţă cu relaţia:

$$c_I = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma_{ef\,\max I}} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{ech\max I}} \geq c_a \tag{3.28}$$

unde: $R_{p0,2}$ – limita de curgere a materialului şurubului principal;

$\sigma_{ech\max I}$ – tensiunea echivalentă maximă care solicită şurubul principal, calculată cu relaţia:

$$\sigma_{ech\max I} = \sqrt{\sigma_{c\max I}^2 + 3 \cdot \tau_{t\max I}^2} \quad \text{[MPa]} \tag{3.29}$$

Tensiunea maximă de compresiune este:

$$\sigma_{c\max I} = \frac{F}{A_{c\min I}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{3I}^2} \quad \text{[MPa]} \tag{3.30}$$

Tensiunea maximă de torsiune se determină în funcţie de momentul de torsiune M_t care solicită porţiunea filetată a şurubul principal cu relaţia:

$$\tau_{t\max I} = \frac{M_t}{W_{p\min I}} \quad \text{[MPa]} \tag{3.31}$$

în care: M_t – momentul de torsiune care solicită partea filetată a şurubului principal; pentru *cricul cu dublă acţiune*:

$$M_t = M_{tI} = F \cdot \frac{d_{2I}}{2} \cdot tg\left(\alpha_{2I} + \rho'_I\right) \quad \text{[N mm]} \tag{3.32}$$

şi modulul de rezistenţă polar al secţiunii minime a şurubului principal:

$$W_{p\min I} = \frac{\pi \cdot d_{3I}^3}{16} \quad \text{[mm}^3\text{]} \tag{3.33}$$

Coeficientul de siguranţă admisibil la compresiune este recomandat cu valori c_a = ***1,5...2***.

Şurubul principal rezistă la solicitarea compusă dacă este îndeplinită inegalitatea (3.28).

În caz contrar, se propun ***soluţii*** care să ducă la respectarea condiţiei (exemplu: schimbarea materialului, modificarea dimensiunilor şurubului).

3.2. Proiectarea piesei de reazem

Sarcina de ridicat se sprijină pe ansamblul format din cele două cuple elicoidale de mişcare prin intermediul unei piese de reazem care:

– formează o cuplă de frecare axială cu alunecare sau rostogolire faţă de şurubul principal – la *cricul cu şurub telescopic*;

– se fixează solidar cu şurubul principal – la *cricul cu şuruburi cu dublă acţiune*.

3.2.1. Alegerea materialului

Piesa de reazem nu impune condiţii deosebite de material, deoarece solcitările care apar sunt de compresiune şi torsiune, iar forma interioară trebuie prelucrată după dimensiunile capului şurubului principal. Se recomandă utilizarea unui *oţel turnat* ***OT 40...OT 60*** – STAS 600 -80 din **Tabelul 1.23**, *fontă cenuşie* - SR ISO 185 din **Tabelul 1.25** sau *oţel carbon de uz general* – ***OL 50, OL 60*** STAS 500- 80 din **Tabelul 1.21**.

3.2.2. Stabilirea dimensiunilor

- ***Alegerea formei constructive***

Forma constructivă reiese din figura 6 pentru cricul cu şurub cu dublă acţiune.

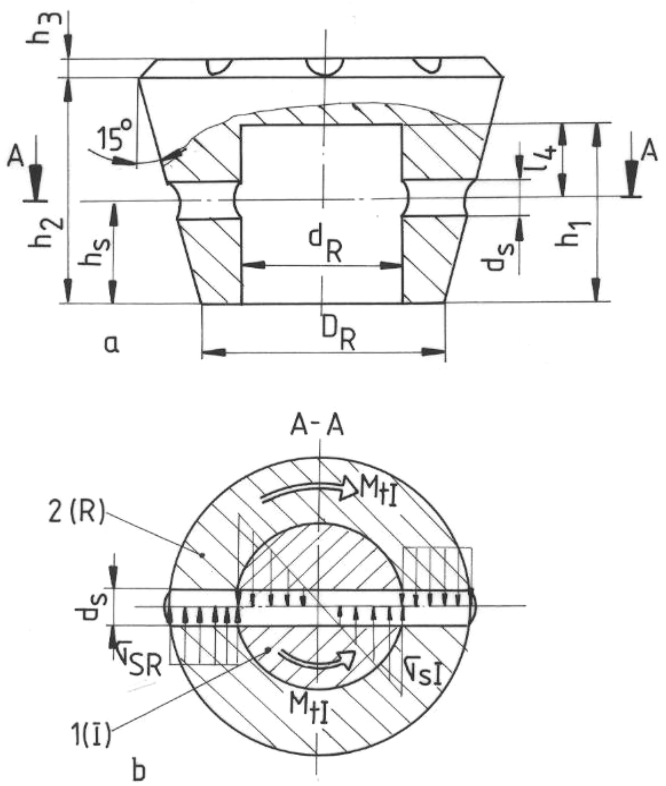


Fig. 6 – *Piesa de reazem la cricul cu dublă acţiune*

- ***Stabilirea dimensiunilor***
  Se face constructiv, astfel:

– *diametrul interior*: $d_R = d_I + (\boldsymbol{2 \dots 5})$ mm,
în care: d_I - diametrul nominal al filetului şurubului I (de la proiectarea şurubului principal);

– *diametrul exterior* $D_R = d_R + (\boldsymbol{10 \dots 15})$ mm sau
$D_R = (\boldsymbol{1{,}4 \dots 1{,}6}) \cdot d_R$;

– *diametrul filetului pentru şurubul de fixare axială*: $d_s = \boldsymbol{8}$ sau $\boldsymbol{10}$ mm pentru *M8* sau *M10*;

– *diametrul găurii pentru fixarea ştiftului*:
$d_s = (0{,}15 \dots 0{,}25) \cdot d_R$ (de la proiectarea şurubului principal);

– *înălţimea pentru gaura şurubului,* respectiv *ştiftului*: $h_s = \frac{d_s}{2} + (\boldsymbol{5 \dots 6})$ mm

– *adâncimea alezajului* pentru asamblarea cu şurubul principal:
$h_1 = h_s + l_4 + (\boldsymbol{1 \dots 2})$ mm

– *înălţimea părţii tronconice*: $h_2 = h_1 + (\boldsymbol{5 \dots 10})$ mm

– *înălţimea suprafeţei randalinate*: $h_3 = \boldsymbol{1 \dots 2}$ mm

– *înălţimea totală* a piesei de reazem: $h = h_2 + h_3$.

3.2.3. Alegerea asamblării cu şurubul principal

Asamblarea dintre piesa de reazem şi surubul principal diferă la cele două variante constructive ale ansamblului de ridicare.

La *cricul cu dublă acţiune*: piesa de reazem este fixată printr-un ştift cilindric pe capul şurubului principal.

– ***Alegerea ştiftului de fixare***

Piesa de reazem se asamblează cu şurubul principal printr-un ***ştift cilindric*** - STAS 1599**,** care se alege în funcţie de valoarea calculată pentru diametrul d_s din **Tabelul 3.2.1**.

Materialul ştiftului se recomandă: ***OL 50***, ***OL 60*** – STAS 500 sau ***OLC 45*** **-** STAS 880 (**Tabelul 1.21, Tabelul 1.22**).

– **Verificarea ştiftului de fixare**

Datorită poziţiei de montare a ştiftului pentru solidarizarea piesei de reazem pe şurubul principal, acesta este solicitat la forfecare şi strivire în secţiunea transversală a asamblării (figura 10, b).

Verificarea constă în determinarea coeficientului de siguranţă sau a tensiunilor efective şi compararea cu valorile admisibile pentru fiecare tip de solicitare.

Tensiunea efectivă de forfecare apare în două secţiuni periculoase (în dreptul diametrului de asamblare d_R) şi este dată de relaţia:

$$\tau_{fs} = \frac{F_{fs}}{A_{fs}} = \frac{\frac{M_{tI}}{d_R}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{4 \cdot M_{tI}}{\pi \cdot d_R \cdot d_s^2} \le \tau_{af} = \mathbf{65 \ldots 80}\ \text{MPa} \tag{3.34}$$

Solicitarea de strivire se manifestă între:

- suprafaţa ştiftului şi arbore (şurubul principal) – tensiunea fiind:

$$\sigma_{sI} = \frac{6 \cdot M_{tI}}{d_s \cdot d_R^2} \tag{3.35}$$

- suprafaţa ştiftului şi piesa de reazem, tensiunea dată de:

$$\sigma_{sR} = \frac{4 \cdot M_{tI}}{d_s \cdot \left(D_R^2 - d_R^2\right)} \tag{3.36}$$

Condiţia de verificat la strivire este $\sigma_{sI,R} \le \sigma_{as}$, cu valoarea admisibilă recomandată $\sigma_{as} = \mathbf{100 \ldots 120\ MPa}$.

În cazul nerespectării inegalităţii se propun ***soluţii*** pentru verificarea relaţiei (ex.: modificarea diametrului ştiftului sau diametrelor pieselor asamblate).

– **Verificarea şurubului principal în zona asamblării**

Deoarece capul şurubului principal are prevăzută o gaură pentru montarea transversală a ştiftului cilindric cu care se fixează piesa de reazem, se face o ***verificare la solicitarea compusă*** de compresiune şi torsiune a acestuia în secţiunea slăbită.

Tensiunea echivalentă maximă se determină cu relaţia:

$$\sigma_{ech\max Is} = \sqrt{\sigma_{c\max Is}^2 + 3 \cdot \tau_{t\max Is}^2} \tag{3.37}$$

în care *tensiunea de compresiune a capului şurubului principal* este:

$$\sigma_{c\max Is} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_R^2}{4} - d_s \cdot d_R} \tag{3.38}$$

iar *tensiunea de torsiune*:

$$\tau_{t\max Is} = \frac{16 \cdot M_{tI}}{\pi \cdot d_R^3 \left(1 - \frac{d_s}{d_R}\right)} \tag{3.39}$$

Condiţia de verificat este ca tensiunea $\sigma_{ech\max Is} \le \sigma_{ac}$, tensiunea admisibilă la compresiune σ_{as}. În caz contrar, se propun ***soluţii*** care să conducă la îndeplinirea inegalităţii.

3.3. Proiectarea şurubului secundar

3.3.1. Alegerea materialului

Pentru realizarea şurubului secundar se recomandă aceleaşi materiale ca şi în cazul şurubului principal ***OL 37***, ***OL 50*** (STAS 500-80) sau ***OLC 35, OLC 45*** (STAS 880 – 80), din **Tabelul 1.21**, respectiv **Tabelul 1.22**.

3.3.2. Stabilirea dimensiunilor

1) Pentru şurubul principal I

Numărul de spire ale piuliţei – se determină din condiţia de rezistenţă la strivire a peliculei de lubrifiant (figura 7) cu relaţia:

$$z_I \geq \frac{4 \cdot F}{\pi \left(d_I^2 - D_{1I}^2 \right) \cdot \sigma_{asI}} \tag{3.40}$$

în care: σ_{asI} – tensiunea admisibilă la strivire are valori recomandate între ***7 ... 13 MPa*** pentru contactul ***oţel/oţel*** (la alte materiale pentru piuliţă se alege din tabelul 3.3).

Valoarea calculată pentru z_I se adoptă întreagă, mai mare decât cea calculată, în intervalul ***6 ... 10 spire***.

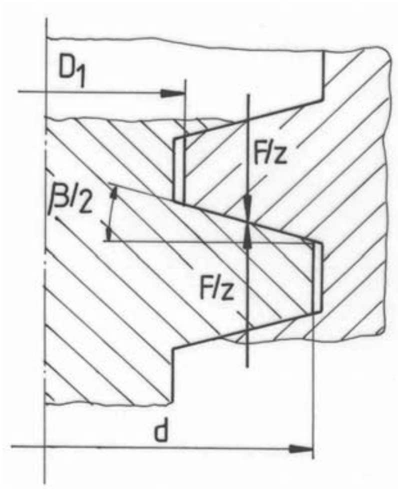


Fig. 7 – *Determinarea numărului de spire*

Înălţimea (lungimea) piuliţei este dată de:

$$H_{PI} = z_I \cdot p_I \quad \text{[mm]} \tag{3.41}$$

cu: p_I – pasul filetului şurubului principal.

2) Pentru şurubul secundar II

- ***Alegerea formei constructive***

Forma constructivă pentru şurubul secundar rezultă din figura 8.

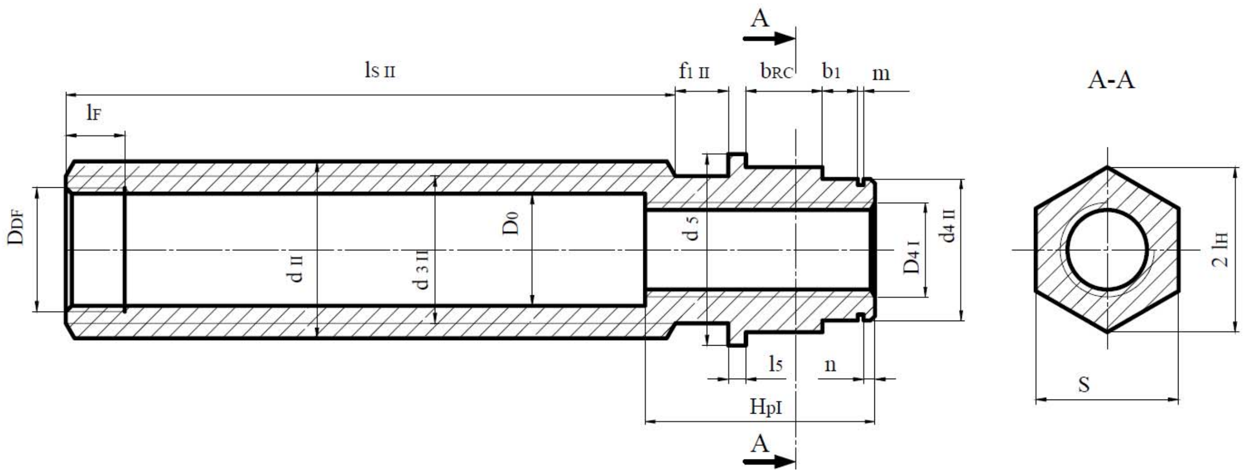


Fig. 8 – *Şurubul secundar II*

- ***Alegerea dimensiunilor***

Se calculează sau se adoptă următoarele mărimi:

Diametrul corpului pentru fixarea suportului de clichet:

$$d_{4II} = 1{,}5 \cdot d_I \qquad \text{[mm]}$$

cu: d_I – diametrul exterior standardizat al filetului şurubului principal.

Deschiderea hexagonului pentru montarea roţii de clichet**:**

$$S = d_{4II} + (\boldsymbol{2...4})\ \text{mm}$$

Latura hexagonului:

$$l_H = \frac{S}{\sqrt{3}} \qquad \text{[mm]}$$

Diametrul gulerului de sprijin pentru roata de clichet:

$$d_5 = 2 \cdot l_H + (\boldsymbol{8\ ...\ 10})\ \text{mm}$$

Diametrul alezajului pentru trecerea şurubului principal**:**

$$D_0 = D_{4I} + (\boldsymbol{4\ ...\ 6})\ \text{mm}$$

Diametrul interior minim necesar *al filetului* se calculează cu relaţia:

$$d_{3II} \geq D_0 + (\boldsymbol{10\ ...\ 12})\ \text{mm}$$

care se rotunjeşte la o valoare superioară din SR ISO 2904 pentru profil trapezoidal cu pas normal, după care se aleg toate dimensiunile filetului şurubului secundar: $d_{II}, p_{II}, d_{2II} = D_{2II}, D_{4II}, D_{1II}$ din **Tabelul 2.3**.

Lungimile filetelor de mişcare se stabilesc având în vedere următoarele ***observaţii***:

La varianta de ***cric cu şuruburi cu dublă acţiune*** cursa de ridicare *H* este realizată prin participarea ambelor şuruburi (principal *I* şi secundar *II*) şi sunt posibile două *soluţii constructive* pentru realizarea celor două filete:

– *filete cu acelaşi sens de înclinare a spirelor* (dreapta sau stânga): la rotirea şurubului *II* pentru ridicarea sarcinii *F* şurubul *I* coboară, astfel că la o rotaţie completă se obţine o deplasare de translaţie egală cu diferenţa paşilor filetelor ($p_{II} - p_I$). Realizarea înălţimii de ridicare impuse *H* necesită un număr foarte mare de rotaţii ale şurubului secundar, deci o lungime mai mare a filetului acestuia (timpul necesar ridicării este mai mare);

– *filete cu sensuri de înclinare diferite* (unul stânga, celălalt dreapta) când la o rotaţie completă a şurubului secundar *II* în sensul ridicării sarcinii exterioare şurubul principal *I* se va deplasa în acelaşi sens la rotirea piuliţei din şurubul secundar. Astfel la o rotaţie completă se realizează o deplasare de translaţie egală cu suma paşilor filetelor ($p_I + p_{II}$), iar înălţimea de ridicare *H* se obţine cu un număr mai mic de rotaţii ale şurubului secundar, lungimea filetată a acestuia fiind mai mică (ridicarea este mai rapidă).

Dacă se notează:

H – înălţimea de ridicare (cursa de lucru);
H_I – înălţimea (cursa) realizată de şurubul principal *I*;
H_{II} – înălţimea (cursa) realizată de şurubul secundar *II*;
p_I – pasul filetului şurubului principal;
p_{II} – pasul filetului şurubului secundar;
l_I – lungimea filetată a şurubului *I* care participă la ridicare;
l_{II} – lungimea filetată a şurubului *II* care participă la ridicare;
H_{PI} – lungimea (înălţimea) piuliţei şurubului *I*;
H_{PII} – lungimea (înălţimea) piuliţei fixe a şurubului *II*

se poate scrie condiţia:

$$\frac{l_I}{l_{II}} = \frac{p_I}{p_{II}} \tag{3.42}$$

din care se stabilesc *lungimile filetate* ale celor două şuruburi de mişcare:

$$l_{SI} = H_I + H_{PI} \tag{3.43}$$

$$l_{SII} = H_{II} + H_{PII} \tag{3.44}$$

Ţinând seama că la o rotaţie completă a şurubului secundar realizată cu ajutorul sistemului de acţionare cu manivelă, fiecare şurub se deplasează cu câte un pas al filetului (p_I respectiv p_{II}), iar pentru ansamblu se obţine o deplasare egală cu $p_I + p_{II}$ ridicarea fiind realizată pe distanţele H_I respectiv H_{II}, iar ansamblul la înălţimea *H* rezultă următoarele relaţii de calcul :

$$H_I = H \cdot \frac{p_I}{p_I + p_{II}} \tag{3.45}$$

$$H_{II} = H \cdot \frac{p_{II}}{p_I + p_{II}} \tag{3.46}$$

de unde se deduce că:

$$H = H_I + H_{II} \tag{3.47}$$

Înălţimea piuliţei şurubului secundar H_{PII} din relaţia (3.52) se determină la proiectarea piuliţei fixe cu relaţia (3.68).

Degajarea pentru ieşirea filetului:

$$f_{1II} = 2 \cdot p_{II} \quad \text{[mm]}$$

Lungimea umărului de sprijin:

$$l_5 = \mathbf{5 ... 6} \text{ mm}$$

Lungimea tronsonului pentru montarea roţii de clichet b_{RC} se adoptă la proiectarea roţii de clichet.

Lungimea tronsonului pentru montarea suportului de clichet b_1 se adoptă la proiectarea suportului pe care se fixează clichetul vertical.

Lungimea tronsonului pentru asigurarea sistemului de acţionare l_6 se alege constructiv în funcţie de soluţia adoptată pentru reţinerea axială a pieselor montate pe şurubul secundar.

Se propune utilizarea un ***inel elastic de siguranţă*** care se alege din STAS 5848 (**Tabelul 3.2.3**) funcţie de diametrul de asamblare pe şurubul secundar $d = d_{4II}$ stabilind dimensiunile canalului: diametrul interior d_1, lăţimea m_1 şi lungimea tronsonului de capăt n.

3.3.3. Verificarea condiţiei de autofrânare

Se efectuează similar ca la şurubul principal cu relaţia:

$$\alpha_{2II} \leq \rho'_{II} \tag{3.48}$$

unde: α_{2II} – unghiul de înfăşurare a spirei filetului şurubului secundar dat de relaţia:

$$\alpha_{2II} = arctg\left(\frac{p_{II}}{\pi \cdot d_{2II}}\right) \qquad [\text{deg}] \tag{3.49}$$

şi ρ'_{II} – unghiul aparent de frecare între spirele şurubului secundar şi piuliţei fixe, calculat cu:

$$\rho'_{II} = arctg\left(\frac{\mu_{II}}{\cos\frac{\beta}{2}}\right) \qquad [\text{deg}] \tag{3.50}$$

Pentru *coeficientul de frecare* μ_{II} se aleg valori în funcţie de materialul piuliţei fixe (tabelul 3.3).

În cazul neverificării condiţiei se propun ***soluţii*** pentru respectarea acesteia.

3.3.4. Verificarea la solicitare compusă

Şurubul secundar este solicitat la compresiune de sarcina axială F şi la torsiune de momentul de frecare din filet M_{tII} (ca în figura 2) relaţia de verificare, folosind coeficientul de siguranţă, fiind de forma:

$$c_{II} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{ech\max II}} \geq c_a \tag{3.51}$$

Tensiunea maximă echivalentă se determină cu relaţia bazată pe ipoteza energetică de rupere a materialului şurubului secundar:

$$\sigma_{ech\max II} = \sqrt{\sigma_{c\max II}^2 + 3 \cdot \tau_{t\max II}^2} \qquad [\text{MPa}] \tag{3.52}$$

în care: *tensiunea efectivă maximă de compresiune* este:

$$\sigma_{c\max II} = \frac{F}{A_{\min II}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(d_{3II}^2 - D_0^2\right)} \qquad [\text{MPa}] \tag{3.53}$$

şi *tensiunea efectivă maximă de torsiune* se determină cu relaţia:

$$\tau_{t\max II} = \frac{M_{tII}}{W_{p\min II}} \qquad [\text{MPa}] \tag{3.54}$$

în care: momentul de frecare din filetul şurubului secundar este dat de:

$$M_{tII} = F \cdot \frac{d_{2II}}{2} \cdot tg\left(\alpha_{2II} + \rho'_{II}\right) \qquad [\text{N mm}] \tag{3.55}$$

iar modulul de rezistenţă polar al secţiunii inelare minime se calculează cu:

$$W_{p\min II} = \frac{\pi \cdot \left(d_{3II}^4 - D_0^4\right)}{16 \cdot d_{3II}} \qquad [\mathrm{mm}^3] \qquad (3.56)$$

3.3.5. Determinarea randamentului

Un indicator important în funcţionarea sistemelor de ridicare cu şuruburi de mişcare cu frecare de alunecare între spire este ***randamentul***.

Relaţia de calcul diferă în funcţie de soluţia constructivă adoptată.

La ***cricul cu şuruburi cu dublă acţiune***:

$$\eta = \frac{d_{2I} \cdot tg\alpha_{2I} + d_{2II} \cdot tg\alpha_{2II}}{d_{2I} \cdot tg(\alpha_{2I} + \rho'_I) + d_{2II} \cdot tg(\alpha_{2II} + \rho'_{II})} \qquad (3.57)$$

cu dimensiunile d_{2I}, d_{2II} adoptate şi unghiurile $\alpha_{2I}, \alpha_{2II}, \rho'_I, \rho'_{II}$ calculate anterior.

3.4. Proiectarea piuliţei fixe

3.4.1. Alegerea materialului

În funcţie de condiţiile constructiv-funcţionale impuse diferitelor variante de sisteme de ridicare cu şurub de mişcare, pentru piuliţa fixă se pot utiliza următoarele categorii de materiale:

- *Oţeluri laminate de uz general pentru construcţii*:
  OL 37, ***OL 42***, ***OL 50*** – STAS 500/2 (**Tabelul 1.21**);
- *Oţeluri carbon de calitate*:
  OLC 45 –STAS 880 (**Tabelul 1.22**);
- *Fontă cenuşie*
  F_c 200 – SR ISO 185 (**Tabelul 1.25**)
- *Bronz cu staniu*
  CuSn 10, ***CuSn 11*** – SR ISO 197/1 (**Tabelul 1.26**).

3.4.2. Stabilirea dimensiunilor piuliţei fixe

1) Alegerea formei constructive

Se proiectează o piuliţă cu guler de rezemare faţă de suportul care susţine ansamblul de ridicare a sarcinii exterioare, cu reprezentarea din figura 9.

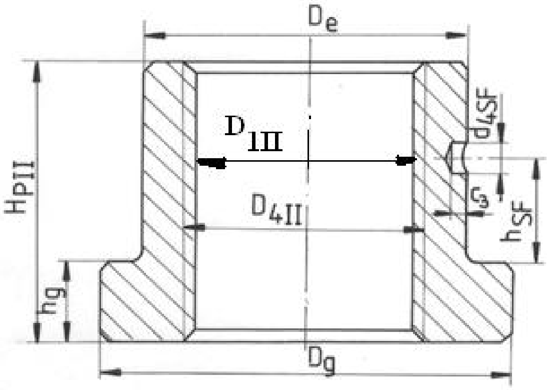


Fig. 9 – *Piuliţa fixă*

2) Stabilirea dimensiunilor

- *Determinarea numărului de spire* – se face din condiţia de rezistenţă la strivire a peliculei de lubrifiant dintre spire (figura 6), similar ca la şurubul prncipal, cu relaţia:

$$z_{II} \geq \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(d_{II}^2 - D_{1II}^2\right) \cdot \sigma_{asII}} \tag{3.58}$$

în care: σ_{asII} - tensiunea admisibilă de strivire se adoptă din tabelul 3.3 funcţie de materialele pieselor aflate în contact (şurubul secundar şi piuliţa fixă).

Tabelul 3.3

Materiale în contact	**Coeficientul de frecare** μ_{II}	**Tensiunea admisibilă de strivire** σ_{asII} **[MPa]**
Oţel – oţel	0,1 … 0,15	7 … 13
Oţel – fontă	0,12 … 0,15	5 … 6
Oţel – bronz	0,08 … 0,1	10 … 15

Valoarea rezultată din calcul pentru z_{II} se rotunjeşte la un număr întreg mai mare din intervalul ***6 ... 10 spire.***

Dacă z_{II} rezultă din calcul mai mare ca 10, se recalculează numărul de spire prin schimbarea materialului piuliţei.

- *Înălţimea (lungimea) piuliţei*

$$H_{PII} = z_{II} \cdot p_{II} \quad \text{[mm]} \tag{3.59}$$

- *Diametrul exterior al corpului*

$$D_e = D_{4II} + (\mathbf{10 ... 15})\ \mathbf{mm} \quad \text{[mm]}$$

- *Diametrul exterior al gulerului*

$$D_g = D_e + (\mathbf{16 ... 20})\ \mathbf{mm} \quad \text{[mm]}$$

- *Înălţimea gulerului*

$$h_g = \mathbf{8 ... 12\ mm}$$

- *Alegerea ştiftului filetat* de fixare a piuliţei în suport (corp)

– diametrul exterior d_{sf} = ***M5***, ***M6*** sau ***M8***

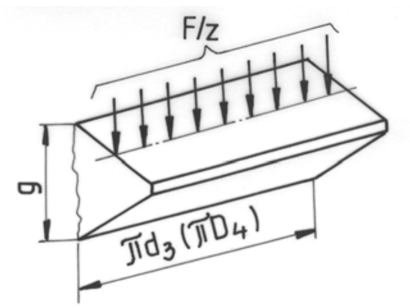
– forma constructivă – cu crestătură, cu cep cilindric STAS 10422 (**figura 3.2.8, tabelul 3.2.5, tabelul 3.2.6**).

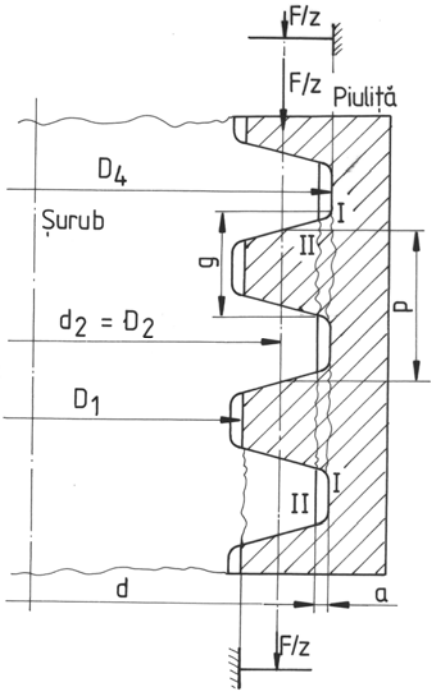
3.4.3. Verificarea piuliţei

La piuliţa fixă, datorită formei constructive şi modului de fixare faţă de suport, se efectuează următoarele ***verificări***: spira filetului, corpul piuliţei şi ştiftul filetat.

1) Verificarea spirei filetului

Schema de solicitare a spirei filetului este reprezentată în figura 10a.





a) b)

Fig. 10 – *Verificarea spirei filetului piuliţei*

Calculul de verificare se efectuează la:

- ***solicitarea de încovoiere*** (figura 10b) - apare în secţiunea ***I–I***

tensiunea de încovoiere în spiră este:

$$\sigma_{is} = \frac{M_{is}}{W_{zzs}} = \frac{\frac{F}{z_{II}} \cdot \frac{D_{4II} - d_{2II}}{2}}{\frac{\pi \cdot D_{4II} \cdot g_{II}^2}{6}} = \frac{3 \cdot F \cdot \left(D_{4II} - d_{2II}\right)}{\pi \cdot D_{4II} \cdot g_{II}^2 \cdot z_{II}} \le \sigma_{ai} \quad \text{[MPa]} \qquad (3.60)$$

unde: g_{II} – grosimea spirei la bază se poate calcula cu relaţia:

$$g_{II} = 0{,}634 \cdot p_{II}$$

σ_{ai} – tensiunea admisibilă la încovoiere ia următoarele valori:

60 ... 80 MPa – piuliţa din oţel;
40 ... 45 MPa – piuliţa din fontă sau bronz;

- ***solicitarea de forfecare*** (figura 10b) – apare în secţiunea ***II-II*** - *tensiunea în spiră* este:

$$\tau_{fs} = \frac{F_s}{A_{fs}} = \frac{\frac{F}{z_{PII}}}{\pi \cdot D_{4II} \cdot g_{II}} \le \tau_{af} \qquad \text{[MPa]} \qquad (3.61)$$

în care: τ_{af} – tensiunea admisibilă la forfecare are valori funcţie de material:

50 ... 65 MPa – piuliţa din oţel;
30 ... 35 MPa – piuliţa din fontă sau bronz.

2) Verificarea corpului piuliţei

Constă în verificarea la:

- ***Solicitarea de strivire a gulerului de reazem*** – figura 11:

$$\sigma_{sg} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(D_g^2 - D_e^2\right)} \leq \sigma_{as} \qquad [\text{MPa}] \qquad (3.62)$$

cu: σ_{as} - tensiunea admisibilă la strivire adoptată ***60 MPa***.

- ***Solicitarea de forfecare a gulerului de reazem*** (figura 11) – în secţiunea ***I -I***:

$$\tau_{fg} = \frac{F}{\pi \cdot D_e \cdot h_g} \leq \tau_{af} \qquad [\text{MPa}] \qquad (3.63)$$

unde: τ_{af} – se adoptă: ***40 ... 55 MPa*** – pentru oţel;
30 ... 35 MPa – pentru fontă sau bronz.

- ***Solicitarea compusă (compresiune, torsiune)***:

Tensiunea echivalentă maximă din piuliţă:

$$\sigma_{echP} = \sqrt{\sigma_{cP}^2 + 3 \cdot \tau_{tP}^2} \leq \sigma_{at} \qquad [\text{MPa}] \qquad (3.64)$$

Tensiunea efectivă de compresiune a piuliţei:

$$\sigma_{cP} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(D_e^2 - D_{4II}^2\right)} \qquad [\text{MPa}] \qquad (3.65)$$

Tensiunea efectivă de torsiune a piuliţei:

$$\tau_{tP} = \frac{M_{tII}}{W_{p\min P}} = \frac{16 \cdot D_e \cdot M_{tII}}{\pi \cdot \left(D_e^4 - D_{4II}^4\right)} \qquad [\text{MPa}] \qquad (3.66)$$

Tensiunea admisibilă de tracţiune σ_{at} este recomandată funcţie de materialul piuliţei:

60 ... 80 MPa – pentru oţel;
40 ... 45 MPa – pentru fontă sau bronz.

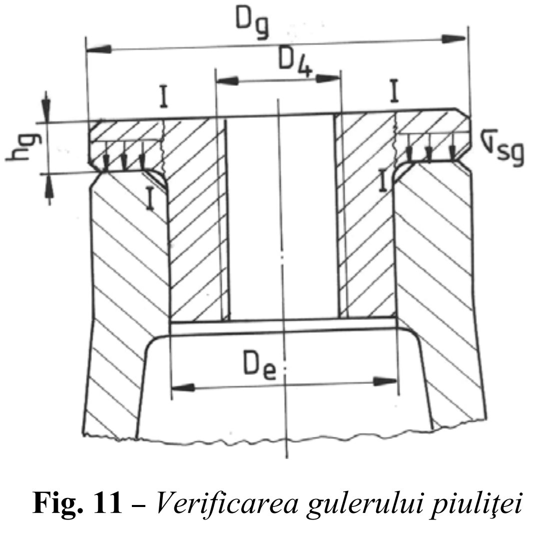


Fig. 11 – *Verificarea gulerului piuliţei*

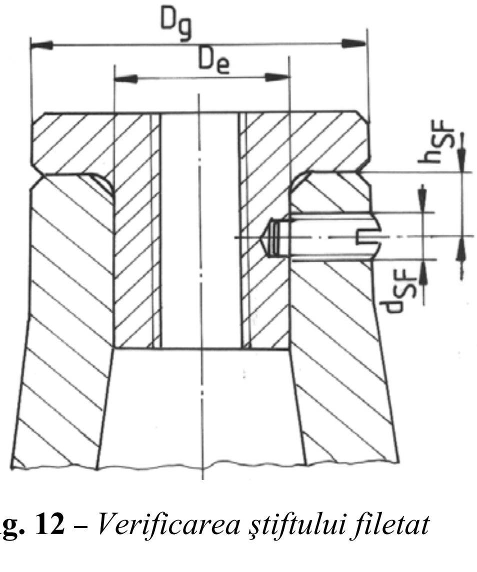


Fig. 12 – *Verificarea ştiftului filetat*

3) Verificarea ştiftului filetat

Asamblarea piuliţei în suportul cricului este reprezentată în figura 12, iar verificarea se efectuează funcţie de *momentul care solicită ştiftul*:

$$M_s = M_{tII} - M_g \tag{3.67}$$

cu: M_g – momentul de frecare pe suprafaţa de sprijin a gulerului piuliţei fixe faţă de suport dat de relaţia:

$$M_g = \frac{1}{3} \cdot \mu_1 \cdot F \cdot \frac{D_g^3 - D_e^3}{D_g^2 - D_e^2} \quad \text{[MPa]} \tag{3.68}$$

în care: μ_1 – coeficientul de frecare pe suprafaţa de reazem a piuliţei în suport; se adoptă:

0,15 ... 0,2 – oţel/oţel;

0,12 ... 0,15 – oţel/fontă, fontă/fontă, bronz/fontă.

Observaţie:

Deoarece valoarea calculată pentru M_s este foarte mică sau negativă, nu este necesară verificarea ştiftului filetat (cele două momente acţionează în acelaşi sens şi nu determină forfecarea ştiftului de fixare).

3.5. Proiectarea suportului

Suportul este piesa care susţine întreaga construcţie a cricului, având montată piuliţa fixă prin diferite soluţii tehnice de fixare (cu şuruburi, **cu ştift filetat**, prin presare, etc.)

3.5.1. Alegerea materialului

Analizând forma constructivă stabilită în fig. 3.10**,** suportul poate fi realizat prin turnare din ***oţel OT 45*** **– STAS 600** (**Tabelul 1.23**) sau din ***fontă Fc 200*** **– STAS 580** (**Tabelul 1.25**).

În cazul când cricul este produs în serie mică sau individuală se poate recurge la o ***construcţie sudată din oţel OL 37*** **– STAS 500**.

3.5.2. Alegerea dimensiunilor

Dimensionarea suportului (figura 13) se realizează pe bază de recomandări şi construcţii asemănătoare, verificând unde este cazul.

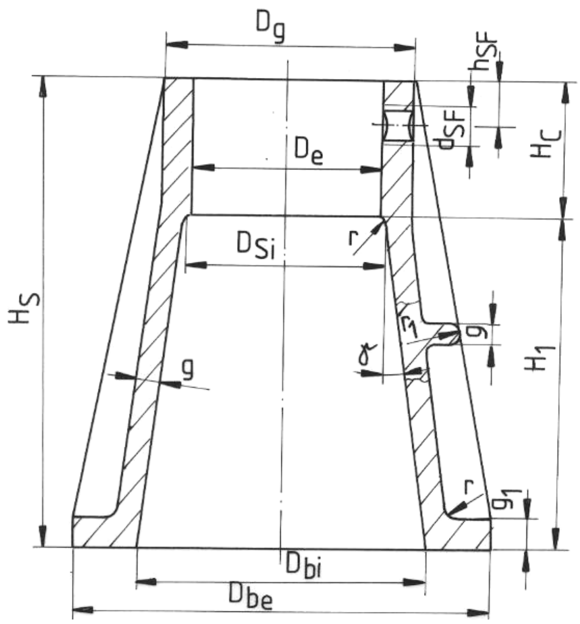


Fig. 13 – *Suportul cricului*

- *Dimensiunile* : D_g, D_e, h_g, H_{PII} – sunt cele de la piuliţa fixă;
- *Diametrul interior* :
$$D_{Si} = D_e + (\mathbf{5 ... 10})\ \text{mm} \quad [\text{mm}] \tag{3.69}$$
- *Unghiul conicităţii*:
$$\gamma = \mathbf{5^0 ...\ 7^0}$$
- *Grosimea peretelui* – se alege în funcţie de material şi gabaritul maxim, astfel:
  - $g = \mathbf{4}$ mm – pentru ***fontă*** şi $H_0 \le 250$ mm;
  - $g = \mathbf{5}$ mm – pentru ***fontă*** şi $250 < H_0 \le 500$ mm;
  - $g = \mathbf{7}$ mm – pentru ***oţel*** şi $H_0 < 250$ mm;
  - $g = \mathbf{8}$ mm – pentru ***oţel*** şi $250 < H_0 \le 500$ mm.
- *Grosimea tălpii*:
$$g_1 = \mathbf{10 ... 12}\ \text{mm}$$
- *Înălţimea părţii tronconice* :
$$H_1 = H_{II} + (\mathbf{30 ... 50})\ \text{mm} \quad [\text{mm}] \tag{3.70}$$
- *Înălţimea părţii cilindrice* :
$$H_c = H_{PII} - h_g + (\mathbf{0 ... 10})\ \text{mm} \quad [\text{mm}] \tag{3.71}$$
- *Înălţimea totală* :
$$H_S = H_1 + H_c \quad [\text{mm}] \tag{3.72}$$
- *Diametrul interior la baza suportului* :
$$D_{bi} = D_{Si} + 2 \cdot H_1 \cdot tg\gamma \quad [\text{mm}] \tag{3.73}$$
- *Diametrul exterior la baza suportului* :
$$D_{be} = D_{bi} + (\mathbf{30 ... 50})\ \text{mm} \tag{3.74}$$
- *Razele de racordare* :
$$r = 0{,}5 \cdot g \ \text{ şi } \ r_1 = 0{,}25 \cdot g \quad [\text{mm}] \tag{3.75}$$
- *Poziţia ştiftului filetat* :
$$h_{sf} = \frac{H_{PII}}{2} \quad [\text{mm}] \tag{3.76}$$

Toate valorile obţinute se rotunjesc conform STAS 406 – *Dimensiuni nominale* (**Tabelul 1.1**).

3.5.3. Verificarea suportului

Se realizează două verificări în secţiunile periculoase (vezi figura 13):

- ***Verificarea la compresiune*** în secţiunea ***I-I***: tensiunea de compresiune a suportului:

$$\sigma_{cS} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(D_g^2 - D_{Si}^2\right)} \le \sigma_{ac} \quad [\text{MPa}] \tag{3.77}$$

- ***Verificarea la strivire*** a suprafeţei de sprijin a suportului se face prin calculul tensiunii de strivire cu relaţia:

$$\sigma_{sS} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(D_{be}^2 - D_{bi}^2\right)} \le \sigma_{as} \quad [\text{MPa}] \tag{3.78}$$

în care: σ_{as} – tensiunea admisibilă de strivire se alege în funcţie de natura solului pe care se sprijină suportul cricului, astfel:

2,5 ... 25 MPa	– beton;
40 ... 100 MPa	– granit;
2,5 ... 6 MPa	– zidărie;
0,75 ... 1,5 MPa	– sol argilos.

3.6. Proiectarea sistemului de acţionare

Există două construcţii diferite de sisteme de acţionare:

– *cu clichet orizontal* – utilizat la toate tipurile constructive de cricuri;

– ***cu clichet vertical*** – se poate ataşa la sistemele de ridicare mai puţin cricul cu şurub şi pârghii (datorită poziţiei acestuia în plan vertical).

Din aceste motive se va adopta această soluţie pentru cricurile care lucrează în domenii de sarcini ridicate (telescopice, cu dublă acţiune, cu piuliţă rotitoare, prese).

Deoarece sistemul de acţionare este alcătuit din mai multe elemente constructive, proiectarea acestora se va face în etape diferite.

3.6.1. Stabilirea formei constructive

Subansamblul de acţionare cu clichet vertical a cricului este reprezentat în figura 14 şi cuprinde următoarele ***elemente***: *1* – roată de clichet, *2* – suport de clichet, *3* – inel de siguranţă, *4* – bolţ de montaj, *5* – clichet, *6* – prelungitor manivelă.

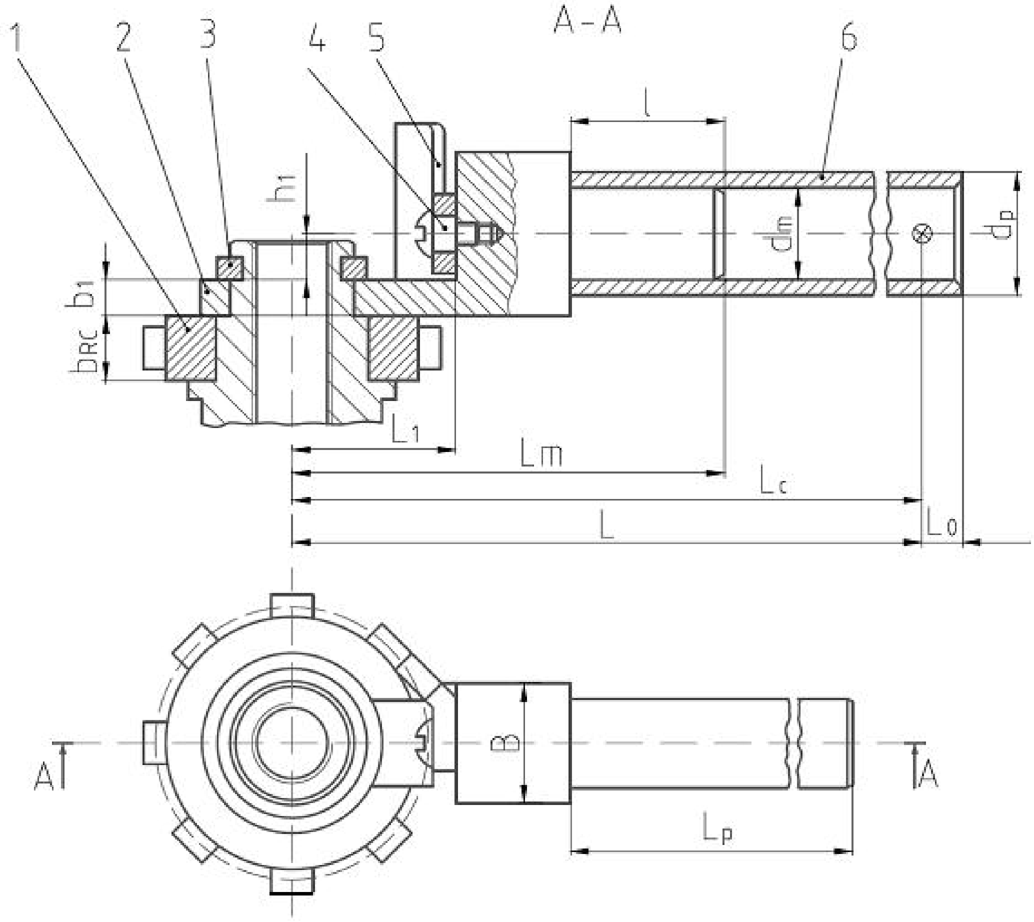


Fig. 14 – *Subansamblul de acţionare cu clichet vertical*

3.6.2. Proiectarea manivelei

Pentru acţionarea manuală a sistemului mecanic de ridicare cu două şuruburi (*telescopic*, *cu dublă acţiune*) se calculează *lungimea manivelei* cu relaţia:

$$L = L_c + L_0 \quad [\text{mm}] \tag{3.79}$$

în care: L_c – lungimea de calcul stabilită în funcţie de numărul de muncitori care contribuie la ridicarea sarcinii exterioare $n = \boldsymbol{1 \ldots 2}$ şi un coeficient de nesimultaneitate a acţiunii acestora $K_n = \boldsymbol{1}$ pentru $n = 1$ sau $K_n = \boldsymbol{0{,}8}$ pentru $n = 2$:

$$L_c = \frac{M_{it}}{K_n \cdot n \cdot F_m} \quad [\text{mm}] \tag{3.80}$$

cu: F_m – forţa dezvoltată de un muncitor pentru acţionarea levierului; se recomandă cu valori între ***150 ... 350 N***;

M_{it} – momentul de încovoiere total, egal cu momentul de torsiune necesar ridicării sarcinii axiale, calculat pentru fiecare din variantele constructive:

– la *cricul telescopic*: $M_{it} = M_t = M_f + M_{tII}$ [N mm];

– la ***cricul cu dublă acţiune***: $M_{it} = M_t = M_{tI} + M_{tII}$ [N mm].

Lungimea L_0 reprezintă lungimea suplimentară pentru prinderea cu mîna a manivelei sau levierului (se adoptă constructiv):

$L_0 =$ ***50 mm*** pentru $n = 1$;

$L_0 =$ ***100 mm*** pentru $n = 2$.

După valoarea rezultată sunt posibile două soluţii constructive pentru manivela de acţionare:

- $L \leq 250 \ldots 320\ mm$ manivela are lungimea $L_m = L$;
- $L > 250 \ldots 320\ mm$ se prevede un levier (prelungitor).

Lungimea prelungitorului:

$$L_p = L - L_m + l \quad [\text{mm}] \tag{3.81}$$

în care: $L_m = (\boldsymbol{0{,}3 \ldots 0{,}4}) \cdot L$;

$l =$ ***50 ... 80*** mm – lungimea de ghidare a prelungitorului.

Diametrul manivelei (diametrul interior al prelungitorului, dacă este cazul) – se determină din condiţia de rezistenţă la încovoiere faţă de secţiunea A-A cu relaţia:

$$d_m \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot K_n \cdot n \cdot F_m (L_p - L_0)}{\pi \cdot \sigma_{ai}}} \quad [\text{mm}] \tag{3.82}$$

în care: σ_{ai} – tensiunea admisibilă la încovoiere ia valori ***100 ... 120*** MPa.

Pentru diametrul manivelei se alege o valoare întreagă mai mare decât cea calculată (**Tabelul 1.1**).

Diametrul exterior al prelungitorului este dat de:

$$d_p = d_m + 2 \cdot g_p \tag{3.83}$$

unde: g_p – grosimea peretelui prelungitorului (sub formă de ţeavă) – din STAS 530/1.

Valoarea calculată se rotunjeşte după **STAS 530/1 – *Ţevi din oţel fără sudură, trase sau laminate la rece*** (**Tabelul 3.2.7**).

3.7. Proiectarea roţii de clichet

3.7.1. Alegerea materialului

În literatura de specialitate, pentru construcţia roţilor de clichet se recomandă *oţel carbon de uz general **OL 50, OL 60*** (**Tabelul 1.21*)*, *oţel carbon de calitate **OLC 45*** (**Tabelul 1.22**) sau *oţel aliat **40 Cr 10*** (**Tabelul 1.24**).

3.7.2. Stabilirea formei şi dimensiunilor roţii de clichet

Forma constructivă pentru roata de clichet este dată din figura 15.

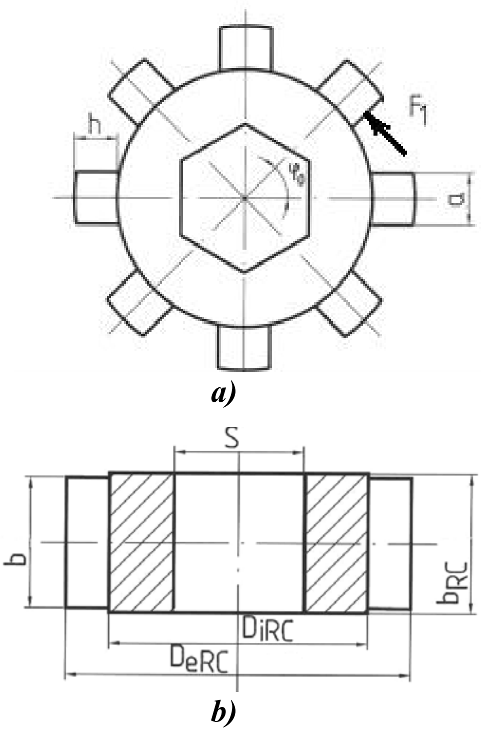


Fig. 15 – *Roata de clichet*

Dimensiunile se aleg după cum urmează:

- *deschiderea locaşului hexagonal* S – de la şurubul secundar;
- *unghiul de rotire* $\varphi_0 = 30^0$; 36^0 ; 45^0;
- *numărul de dinţi* $z = 360 / \varphi_0$ (3.84)
- *pasul danturii* – se calculează din condiţia de rezistenţă la încovoiere a dintelui roţii de clichet cu relaţia (3.93).

Pentru calcul se consideră dintele, cu formă paralelipipedică, solicitat cu o forţă F_1 (cu care acţionează clichetul pentru crearea momentului M_t de ridicare a sarcinii axiale) aplicată pe vârful dintelui, ca în figura 16a.

$$p \geq 4{,}79 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{z \cdot \psi \cdot \sigma_{ai}}} \tag{3.85}$$

unde: ψ – coeficient de lăţime a dintelui cu valori recomandate între ***1,5 ... 3***;

$\sigma_{ai} = \dfrac{R_{p0,2}}{c}$ – rezistenţa admisibilă la încovoiere calculată cu un coeficient de siguranţă $c =$ ***5 ... 6***.

- *modulul danturii* se determină în funcţie de pas:

$$m = \frac{p}{\pi} \tag{3.86}$$

şi se adoptă o valoare superioară din şirul STAS 822-82 pentru danturi normale din tabelul 3.4.

Tabelul 3.4

	Valorile modulului *m*, [mm] pentru Mecanica Generală şi Grea conform STAS 822-82
Serie uzuală	***1; 1.25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80***
Seria mai puţin utilizată	*1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90; 100*

- *înălţimea dintelui* $h = m$ [mm] (3.87)
- *grosimea dintelui* $a = 1{,}3 \cdot m$ [mm] (3.88)
- *lăţimea dintelui* $b = \psi \cdot m$ [mm] (3.89)
- *diametrul mediu al danturii*: $D_{m_RC} = m \cdot Z$ [mm] (3.90)
- *diametrul exterioral danturii* $D_{e_RC} = D_{m_RC} + h$ [mm] (3.91)
- *diametrul interior al danturii* $D_{iRC} = D_{eRC} - 2 \cdot h$ [mm] (3.92)

***Observaţii*:**

1. Pentru funcţionarea corectă a sistemului de acţionare este necesar ca: $D_{iRC} > d_{II}$ (clichetul să poată împinge fiecare dinte al roţii de clichet fără să atingă filetul şurubului secundar care efectuează mişcarea de rotaţie pentru deplasarea sistemului pe verticală).

2. Dacă: $D_{iRC} \leq d_{II}$ se adoptă un alt modul m cu valoare mai mare, recalculând elementele geometrice ale danturii cu relaţiile (3.96)...(3.100).

Pentru dimensionarea corectă se poate considera:

$D_{iRC} \approx 1{,}1 \cdot d_{II}$ **sau** $D_{iRC} = 2 \cdot l_H +$ (***5…10***) mm

- *lăţimea roţii de clichet* $b_{RC} = b +$ (***1 ... 2***) mm.

3.7.3. Verificarea roţii de clichet

Deoarece roata de clichet a fost dimensionată constructiv pe baza recomandărilor, sunt necesare următoarele verificări:

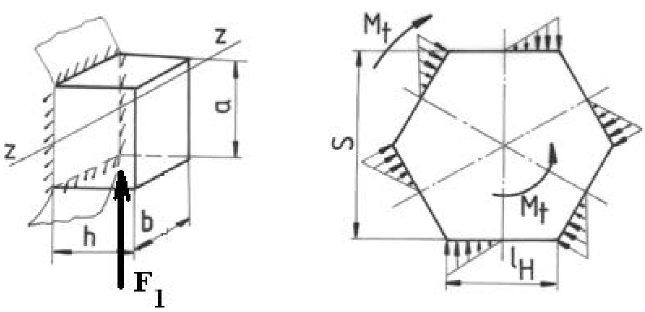
● ***Verificarea dintelui***

1. ***la încovoiere*** - *tensiunea efectivă de încovoiere a dintelui* se determină considerând dintele ca o grindă cu profil paralelipipedic încastrată la un capăt şi liberă la celălalt solicitată de o forţă aplicată la capătul liber, ca în figura 16a:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_{zz}} = \frac{F_1 \cdot h}{\frac{b \cdot a^2}{6}} \qquad (3.93)$$

în care: F_1 – forţa pe dinte (exercitată de clichet) este dată de:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_t}{D_{m_RC}} \qquad (3.94)$$



a) ***b)***

Fig. 16 – *Scheme de calcul pentru roata de clichet*
a – la încovoiere; b – pe contur poligonal (hexagon)

Condiţia care trebuie îndeplinită este: $\sigma_i \le \sigma_{ai}$, cu σ_{ai} [MPa] adoptat la dimensionarea danturii roţii de clichet.

2. ***la forfecare*** – *tensiunea efectivă de forfecare* este:

$$\tau_f = \frac{F_1}{A_f} = \frac{F_1}{b \cdot a} \le \tau_{af} \qquad (3.95)$$

Pentru tensiunea admisibilă la forfecare se recomandă valori τ_{af} = ***80 ... 100*** MPa.

3. ***la contact*** – *sarcina de contact* cu clichetul se calculează cu relaţia:

$$\sigma_{s_RC} = \frac{F_1}{b \cdot h} \le \sigma_{as_RC} \qquad (3.96)$$

unde tensiunea admisibilă de strivire se consideră: σ_{as_RC} = ***100 ... 120*** [MPa].

● ***Verificarea asamblării pe contur hexagonal*** – Schema de calcul dată în figura 16, b permite determinarea *tensiunii de strivire pe conturul hexagonal* între roata de clichet şi şurubul secundar cu relaţia:

$$\sigma_{sH} = \frac{2 \cdot M_t}{l_H^2 \cdot b_{RC}} \le \sigma_{as} \tag{3.97}$$

cu: l_H – latura hexagonului, calculată la dimensionarea şurubului secundar;

b_{RC} – lăţimea roţii de clichet recalculată după stabilirea lăţimii dintelui din condiţia de contact cu clichetul: $b_{RC} = b +$ (***1 ... 2***) mm.

σ_{as} – tensiunea admisibilă la strivire pe contur poligonal între roata de clichet şi şurubul secundar calculată în funcţie de limita de curgere a materialului mai slab din îmbinare:

$$\sigma_{as} = 0{,}8 \cdot R_{p0,2} \qquad \text{[MPa]}. \tag{3.98}$$

3.8. Proiectarea asamblării clichetului

3.8.1. Alegerea soluţiei constructive

Pentru asamblarea clichetului pe suportul de clichet cu care se realizează acţionarea manuală de la manivelă se propune o soluţie constructivă (prezentată în figura 14) cu ***bolţ de montaj*** cu capătul filetat.

3.8.2. Stabilirea dimensiunilor elementului de asamblare

Bolţul de montaj este reprezentat în figura 17.
Material: se recomandă ***OL 50***, ***OL 60*** sau ***OLC 45*** (**Tabelul 1.21, Tabelul 1.22**).

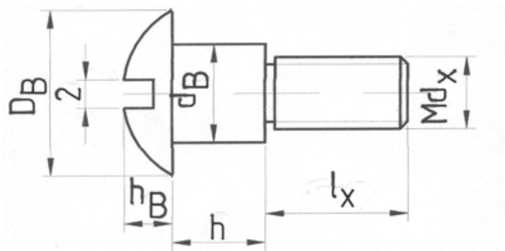


Fig. 17 – *Bolţ de montaj*

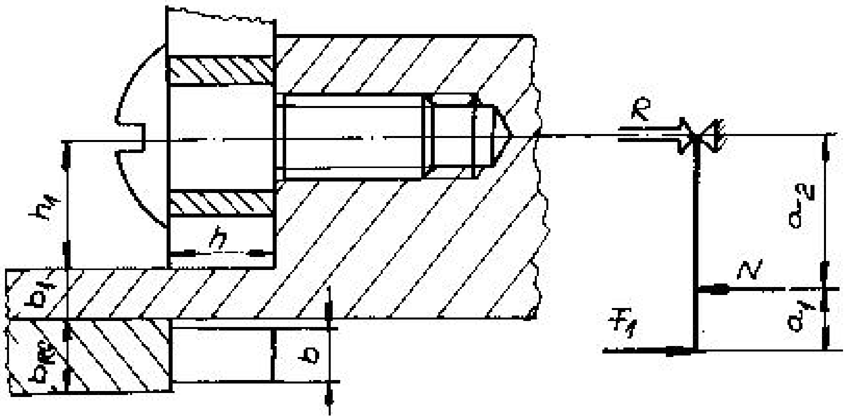
Dimensiunile bolţului:

● *diametrul* d_B – se stabileşte din condiţia de rezistenţă la forfecare a bolţului (pe baza schemei de încărcare reprezentată în figura 18) dată de relaţia:

$$\tau_{fB} = \frac{R}{A_{fB}} = \frac{R}{\frac{\pi \cdot d_B^2}{4}} \le \tau_{af} \tag{3.99}$$

Forţa care solicită bolţul este reacţiunea R din articulaţie, reprezentarea schemei de calcul fiind dată în figura 18b, din care rezultă:

$$R = F_1 \cdot \frac{a_1}{a_2} \quad [\text{N}] \qquad (3.100)$$



a) *b)*

Fig. 18 – *Schema de calcul a asamblării cu bolţ cilindric*

în care mărimile braţelor pârghiei sunt:

$$a_1 = \frac{b_{RC}}{2} + \frac{b_1}{2} \quad [\text{mm}] \qquad (3.101)$$

cu: b_1 – grosimea suportului de clichet (adoptată constructiv): $b_1 = 0{,}5 \cdot b$ [mm]

$$a_2 = e_2 - a_1 \quad [\text{mm}] \qquad (3.102)$$

cu: e_2 – jumătate din lungimea clichetului vertical (vezi figura 19).

Observaţie:

Iniţial se adoptă o valoare aproximativă pentru cota e_2 = ***35 ... 50*** (***65***) mm.

Din condiția de rezistență (3.99) rezultă:

$$d_{B_calc} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot R}{\pi \cdot \tau_{af}}} + \boldsymbol{2} \quad [\text{mm}] \qquad (3.103)$$

unde: τ_{af} – tensiunea admisibilă de forfecare a bolţului se calculează cu:

$$\tau_{af} = (\boldsymbol{0{,}2 ... 0{,}3}) \cdot R_{p0,2B} \quad [\text{MPa}] \qquad (3.104)$$

funcţie de limita de curgere $R_{p0,2B}$ a materialului acestuia.

Diametrul calculat se rotunjeşte la o valoare d_B întreagă superioară, după STAS 75 (**Tabelul 1.1**).

Pentru stabilirea diametrului real (final) pentru bolțul de articulație se realizează **verificarea bolţului** în secţiunile periculoase, pe baza schemei din figura 18.

Verificarea la strivire – *tensiunea de strivire a bolţului* cu suprafaţa găurii de trecere din clichet se verifică dacă este:

$$\sigma_{sB} = \frac{R}{d_B \cdot h} \leq \sigma_{as} = \boldsymbol{60 ... 80} \text{ MPa} \qquad (3.105)$$

Verificarea la încovoiere – *tensiunea de încovoiere a bolţului* dată de:

$$\sigma_{iB} = \frac{M_{iB}}{W_{zzB}} = \frac{R \cdot h}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{16}} \tag{3.106}$$

trebuie să îndeplinească inegalitatea: $\sigma_{iB} \le \sigma_{ai} = \boldsymbol{100 \dots 120}$ MPa.

Observaţie:

După verificarea bolţului care formează articulaţia pentru montarea clichetului se stabilesc dimensiunile finale pentru *diametrul standard al bolţului* d_B şi cota e_2 de la clichet, folosind relaţia (3.111).

- *înălţimea* h – de la roata de clichet şi clichet;
- *diametrul filetului de fixare*: $d_x < d_B - (\boldsymbol{1 \dots 2})$ mm;
- *lungimea filetului*: $l_x = \boldsymbol{10 \dots 15}$ mm;
- *diametrul capului*: $D_B = (\boldsymbol{1{,}5 \dots 1{,}7}) \cdot d_B$ [mm];
- *înălţimea capului*: h_B – se alege constructiv.

Dimensiunile pentru montarea clichetului în suportul de clichet (vezi figurile 18 şi 14) se stabilesc în funcţie de dimensiunile roţii de clichet proiectată anterior şi construcţia elementului de asamblare (figura 17):

- $$h_1 = \frac{D_B}{2} + (\boldsymbol{2 \dots 5})\ \text{mm} \tag{3.107}$$
- $$L_1 = \left(\frac{D_{eRC}}{2} - R_1 \cdot \sin\varphi_0\right) \cdot \frac{1}{\cos\varphi_0} \tag{3.108}$$

3.9. Proiectarea clichetului vertical

Realizarea rotirii ansamblului format din şurubul secundar şi şurubul principal pentru deplasarea sarcinii de ridicare se face cu ajutorul unui clichet vertical montat pe un bolţ special în suportul de clichet (vezi figura 14).

3.9.1. Alegerea materialului

Pentru realizarea clichetului se recomandă utilizarea următoarelor categorii de materiale: *oţel laminat* ***OL 60*** (**Tabelul 1.21**), *oţel laminat de calitate* ***OLC 45***, ***OLC 60*** (**Tabelul 1.22**) sau *oţel aliat* ***40 Cr 10*** (**Tabelul 1.24**) sub formă de tablă.

3.9.2. Stabilirea formei constructive şi dimensiunilor

În figura 19a este reprezentată geometria clichetului vertical.

Dimensiuni pentru construcţia clichetului vertical:

- *înălţimea dintelui* h – de la roata de clichet;
- *grosimea dintelui* a – de la roata de clichet;

- *unghiul de rotire* φ_0 – de la roata de clichet;

- $L_x = \frac{D_{eRC}}{2} - x$ cu: $x = \frac{a}{2 \cdot tg\varphi_0}$ [mm] (3.109)

- $e_1 = L_x \cdot \sin\varphi_0$ [mm] (3.110)

- $e_2 = h_1 + b_1 + \frac{b + b_{RC}}{2}$ [mm] (3.111)

- $L_1^* = L_1 - y$ cu: $y = \frac{a}{2 \cdot \sin\varphi_0}$ [mm] (3.111)

în care: h_1, b_1– stabilite la dimensiunile de montaj ale bolțului pentru clichet (vezi cap. 3.8.2);

b, b_{RC} – de la roata de clichet;

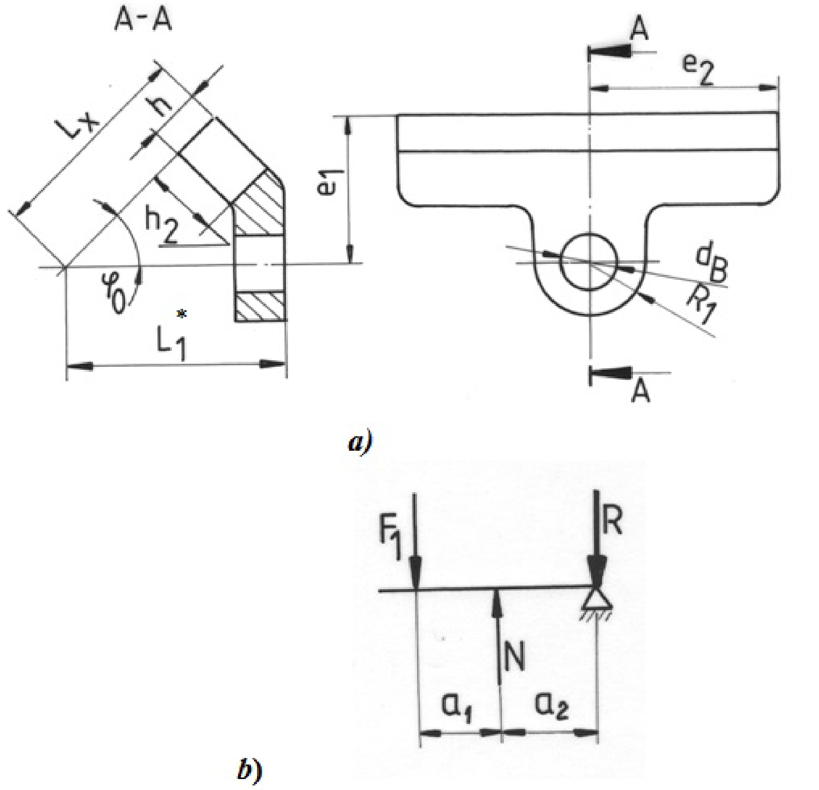


Fig. 19 – *Clichet vertical*
a – forma constructivă; b – schema de calcul

- *lungimea dintelui* h_2 – se determină din condiția de rezistență la încovoiere a dintelui clichetului sub acțiunea forței F_1 (reacțiunea roții de clichet față de clichet), folosind schema de încărcare reprezentată în figura 19b, scrisă sub forma:

$$\sigma_{iC} = \frac{M_{iC}}{W_{zzC}} = \frac{F_1 \cdot a_1}{\frac{h \cdot h_2^2}{6}} \leq \sigma_{ai} \quad (3.112)$$

din care rezultă:

$$h_2 \geq \sqrt{\frac{6 \cdot F_1 \cdot a_1}{h \cdot \sigma_{ai_C}}} \qquad [\text{mm}] \qquad (3.113)$$

cu: σ_{ai_C} – rezistenţa admisibilă la încovoiere a materialului clichetului, calculată ca la roata de clichet;

a_1 – braţul pârghiei, dat de relaţia (3.101).

- *diametrul găurii pentru bolţ* d_B - se adoptă după dimensionarea bolţului;
- *raza de racordare* $R_1 = d_B$ [mm]

3.9.3. Verificarea clichetului

Deoarece dimensionarea lungimii dintelui clichetului a fost făcută din condiţia de rezistenţă la încovoiere, nu mai este necesară verificarea.

3.10. Proiectarea suportului pentru clichet

3.10.1. Alegerea materialului

Având în vedere forma piesei (figura 20) care se poate realiza în condiţii de productivitate mare numai prin forjare în matriţă sau inelul prin ştanţare la rece şi manivela de acţionare sudată de acesta, se recomandă ***OL 37***, ***OL42***, respectiv ***OL 37***, ***OL 52-2K***.

3.10.2. Stabilirea formei constructive şi dimensiunilor

În figura 20 este reprezentat suportul *1* în care se fixează clichetul şi prelungitorul *2* montat pe manivelă pentru acţionarea manuală.

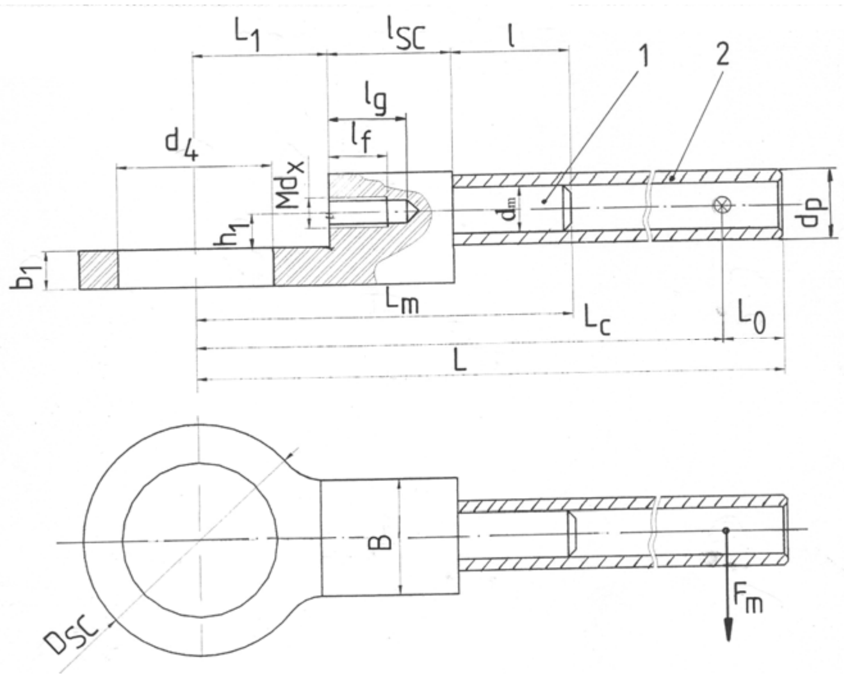


Fig. 20 – *Suport de clichet*

Dimensiunile suportului se aleg constructiv, urmând să se facă verificări acolo unde este necesar, astfel:

● *diametrul interior al inelului*: d_4 – de la şurubul secundar;

● *diametrul exterior al inelului*: $D_{SC} = D_{iRC} - (\boldsymbol{10 ... 15})$ mm; cu diametrul D_{iRC} – de la roata de clichet;

● *grosimea suportului*: b_1 – de la dimensiunile de montare a clichetului;

● *înălţimea pentru asamblarea cu bolţ*: h_1 – de la dimensiunile de montare ale clichetului;

● *distanţa până la peretele interior al suportului*: L_1 – de la dimensiunile de montare a clichetului;

● *lungimea suportului*:

$$l_{SC} = L_m - (L_1 + l) \tag{3.114}$$

cu lungimile L_m şi l stabilite la proiectarea manivelei (vezi 3.6.2);

● *lăţimea suportului*: B – se adoptă constructiv $B = d_p + (\boldsymbol{2 ... 5})$ mm

● *filetul metric* pentru fixarea bolţului – se alege după dimensiunea d_x stabilită la bolţ;

● *lungimea filetului* l_f – se adoptă constructiv, mai mare decât l_x de la bolţ;

● *adâncimea găurii nefiletate*: $l_g = l_f + (\boldsymbol{2 ... 5})$ mm.

3.10.3. Verificarea suportului de clichet

Suportul de clichet se verifică la efort compus în secţiunea X –X, datorită solicitărilor de:

- ***răsucire*** cu momentul $M_r = F_m \cdot a_2$ (3.115)
- ***încovoiere*** cu momentul $M_i = F_m \cdot (L_c - L_1)$ (3.116)

Tensiunea echivalentă este: $\sigma_{ech_SC} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau_r^2}$ (3.117)

Tensiunea de încovoiere: $\sigma_i = \dfrac{M_i}{W_{zz}} = \dfrac{M_i}{\dfrac{b_1 \cdot B^2}{6}}$ (3.118)

Tensiunea de răsucire: $\tau_r = \gamma \cdot \dfrac{M_r}{W_p}$ (3.119)

în care modulul de rezistenţă polar este dat de:

$$W_p = \alpha \cdot B \cdot b_1^2 \tag{3.120}$$

Coeficienţii din relaţiile anterioare se stabilesc astfel:

$\gamma = \boldsymbol{1}$	$\alpha = \boldsymbol{0{,}208}$	pentru $B / b_1 = \boldsymbol{1}$
$\gamma = \boldsymbol{0{,}859}$	$\alpha = \boldsymbol{0{,}231}$	pentru $B / b_1 = \boldsymbol{1{,}5}$
$\gamma = \boldsymbol{0{,}795}$	$\alpha = \boldsymbol{0{,}246}$	pentru $B / b_1 = \boldsymbol{2}$

Pentru verificare trebuie satisfăcută inegalitatea: $\sigma_{echSC} \le \sigma_{ai} = \dfrac{R_{p0,2}}{c}$ în care se adoptă coeficientul de siguranţă: $c = \boldsymbol{1{,}5 ... 3}$.

Obţinerea celor două variaţii ale coeficientului α (figura 3.21) şi coeficientului γ (figura 3.22) pentru diverse valori ale raportului B/b_1 a fost realizată prin extrapolarea valorilor experimentale folosind notaţiile: rap_1 = B/b_1, respectiv α_1 = α.

$$rap_1 := \begin{pmatrix} 1 \\ 1.5 \\ 2 \\ 2.5 \\ 3 \\ 3.5 \\ 4 \\ 4.5 \end{pmatrix} \qquad \alpha_1 := \begin{pmatrix} 0.208 \\ 0.231 \\ 0.246 \\ 0.258 \\ 0.269 \\ 0.279 \\ 0.287 \\ 0.295 \end{pmatrix}$$

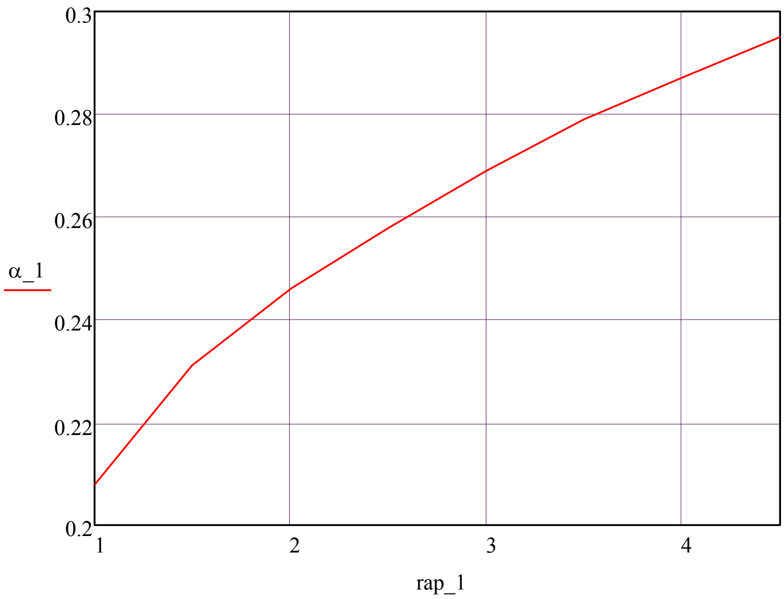


Fig. 3.21 – *Variaţia coeficientului α*

$$rap_1 := \begin{pmatrix} 1 \\ 1.5 \\ 2 \\ 2.5 \\ 3 \\ 3.5 \\ 4 \\ 4.5 \end{pmatrix} \qquad \gamma := \begin{pmatrix} 1 \\ 0.859 \\ 0.795 \\ 0.720 \\ 0.650 \\ 0.590 \\ 0.540 \\ 0.496 \end{pmatrix}$$

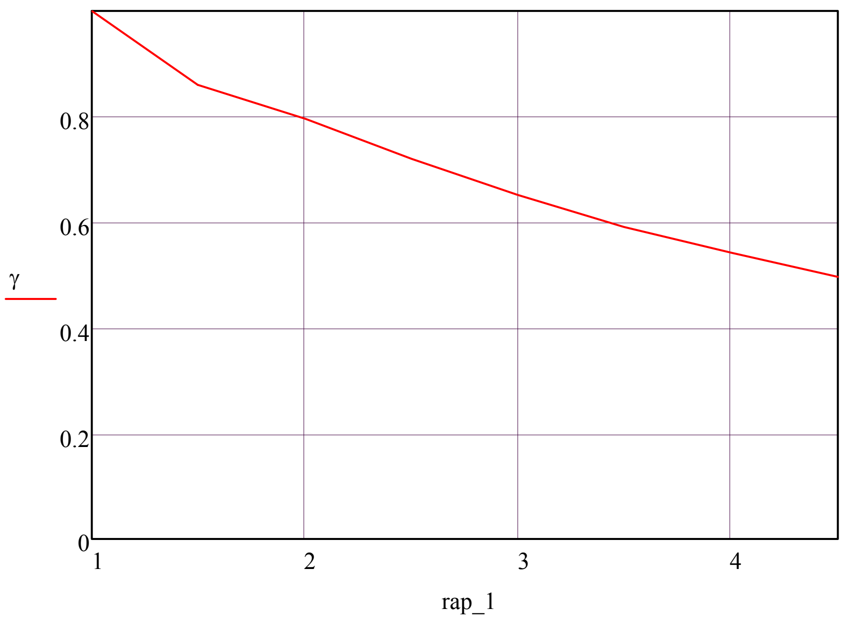


Fig. 3.22 – *Variaţia coeficientului γ*